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



Матеріали

**VIII Всеукраїнської науково-технічної конференції
«Створення, експлуатація і ремонт
автомобільного транспорту та
будівельної техніки»
24 квітня 2025 р.**

Полтава 2025

Матеріали VIII Всеукраїнської науково-технічної конференції «Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки» (24 квітня 2025 року, м. Полтава) / ред.: М.М. Нестеренко – Полтава: Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», 2025. – 112 с.

У збірнику представлені результати наукових досліджень та розробок із машинобудування, інженерної механіки, експлуатації та будови автомобілів, анонсовані у доповідях VIII Всеукраїнської науково-технічної конференції «Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки», що відбулася 24 квітня 2025 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 22 квітня 2025 р., протокол № 10.

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.

*Блажко Володимир Володимирович, к.т.н., доцент
Аніщенко Анна Ігорівна, к.т.н., доцент
Бугрименко Микола Юрійович, студент
Каленіч Дар'я Сергіївна, студентка
Харківський національний університет міського господарства
імені О.М. Бекетова*

КОМПЛЕКС ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ПРИГОТУВАННЯ БЕТОННИХ БЛОКІВ

Бетонні блоки залишаються актуальним будівельним матеріалом, але вони мають значні габарити і вагу, що збільшує час на процес зведення з них будинків. Блоки які мають пази та виступи для з'єднання можуть стати компромісним рішенням, яке поєднує переваги різних будівельних матеріалів, а також вони легкі в монтажі.

Постає питання процесу виробництва таких блоків, які б мали різні габаритні розміри та форму поверхні для зведення різноманітних конструкцій.

Аналіз сучасної наукової літератури та останніх досліджень [1 – 3] показує, що інтерес до технології виробництва леґо-подібної цегли та блоків значно зріс за останні роки. Згідно з публікаціями в міжнародних наукових журналах та аналізом виробників будівельних матеріалів, леґо-блоки демонструють високу ефективність у сфері модульного будівництва, особливо в країнах із розвинутою екологічною політикою.

Для виробництва блоків потрібне обладнання для приготування бетонної суміші, формувальні сталеві конструкції для відливки блоків та спеціальні механізми для переміщення готових виробів на будівельний майданчик.

Вибір обладнання та технології виробництва виробів залежить від розміру, форми, вимогам до використання леґо-цегли та леґо-блоків.

В результаті проведених досліджень актуальною технологією являється заливка будівельної суміші в підготовлені форми.

Ґрунтуючись на проведених дослідженнях для виробництва блоків потрібна сучасна технологія та обладнання, які дозволять виготовляти міцні вироби різної конфігурації в умовах як великого підприємства так і будівельного майданчика.

На рисунку. 1 зображено технологічну лінію виробництва леґо-блоків, яка пропонується авторами [4]. Запропонована технологічна лінія може бути як мобільною так і стаціонарною в залежності від продуктивності і самого будівництва споруд. Запропоновану технологію можна розділити на декілька основних етапів, які можна використовувати та удосконалювати в залежності від умов будівельного майданчика:

- Етап 1 – підготовки складових компонентів;
-

- Етап 2 – приготування будівельної суміші;
- Етап 3 – формування блоків;
- Етап 4 – набору міцності виробу;
- Етап 5 – зберігання виробів на складі.

Запропонована технологічна лінія, яка зображена на рисунку 1, відображає послідовні етапи для створення блоків високої якості.



Рисунок 1 – Комплекс обладнання для виробництва бетонних блоків:

1 – бункер для бетону, 2 – бункер для піску, 3 – силос для цементу 4 – силос для води, 5 – конвеєр, 6 – стрічковий конвеєр, 7 – труба, 8 – дробарка конусна, 9 – гуркіт, 10 – змішувач, 11 – бункер накопичувач, 12 – візок, 13 – форма з матеріалом, 14 – етажерка, 15 – камера теплової обробки, 16 – стрічковий конвеєр, 17 – мостовий кран, 18 – піддони, 19 – готовий виріб, 20 – блок, 21 – форма для матеріалу

Література

1. Ruixuan Liu , Kangle Deng , Ziwei Wang , Changliu Liu. "StableLego: Stability Analysis of Block Stacking Assembly" (2024) IEEE Robotics and Automation Letters, vol. 9, no. 11, pp. 9383-9390, Nov. 2024 [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://arxiv.org/abs/2402.10711> , вільний (дата звернення: 20.01.2025). – Назва з титул. екрана.

2. Shakir, Qasim. (2023). Concrete Lego Blocks 1500reads 13 9 2023. Concrete Lego Blocks 13 9 2023

https://www.researchgate.net/publication/349304720_Concrete_Lego_Blocks

3. Бочевар К. І., Менеїлюк О.І. "Ефективні рішення будівництва житлових комплексів з використанням незнімної опалубки." " [Електронний ресурс]. – Режим доступу: https://odaba.edu.ua/upload/files/Disertatsiya_Bochevar_K.I..pdf, вільний (дата звернення: 10.02.2025). – Назва з титул. екрана.

4. М.Ю. Бугрименко, А.І. Аніщенко. Виробництво лего-блоків на основі бетонної суміші // матеріали VIII міжнародної науково-практичної конференції здобувачів вищої освіти і молодих учених, Харків, 14–15 листопада 2024 р. / Харківський національний університет міського господарства імені О. М. Бекетова, Рада молодих вчених при МОН України, Рада молодих вчених при Харківській обласній військовій адміністрації, Varna free university «Chernorizets hrabar», Slovak technical university in Bratislava, Czestochowa university of technology, Одеський національний економічний університет – Харків: ХНУМГ ім. О. М. Бекетова, 2024 – С. 327 – 329.

УДК 623.355

*майор Гузенко Сергій Олександрович к.т.н.
лейтенант Волинець Олег Андрійович слухач
майор Хворост Олександр Сергійович*

*Військовий інститут танкових військ Національного технічного
університету «Харківський політехнічний інститут», м. Харків*

ДОСЛІДЖЕННЯ ПЕРСПЕКТИВ РОЗВИТКУ СИСТЕМИ ВІДНОВЛЕННЯ ТАНКУ LEOPARD 2 У ПОЛЬОВИХ УМОВАХ

Дослідження присвячене аналізу та перспективам розвитку систем відновлення танків Leopard 2 безпосередньо в польових умовах. В умовах сучасних збройних конфліктів, де мобільність та швидке повернення техніки в стрій є критично важливими, ефективність систем відновлення танків на місці бойових дій набуває особливого значення.

Сучасні бойові дії характеризуються високою інтенсивністю використання бронетехніки, зокрема танків Leopard 2. Пошкодження в бою, поломки внаслідок інтенсивної експлуатації, а також потреба в технічному обслуговуванні вимагають швидких та ефективних рішень для відновлення боєздатності танків без їхньої евакуації у віддалені ремонтні бази. Традиційні методи ремонту часто виявляються недостатньо оперативними, що призводить до зниження бойового потенціалу підрозділів.

Визначення та аналіз перспектив розвитку систем відновлення танків Leopard 2 у польових умовах з метою підвищення їхньої оперативності, мобільності та ефективності.

Дослідження виявило, що сучасні системи відновлення танків, особливо в польових умовах, часто стикаються з обмеженнями у часі та можливостях швидкого реагування на пошкодження. Традиційні методи ремонту, які вимагають значної логістичної підтримки та евакуації техніки, виявилися недостатньо ефективними в умовах динамічних бойових дій. Аналіз показав,

що інтеграція сучасних діагностичних засобів та модульних ремонтних комплектів може значно скоротити час відновлення танків. Дослідження підкреслило важливість врахування конструктивних особливостей танка Leopard-2 при розробці систем відновлення. Модульність конструкції танка виявилася значною перевагою, оскільки дозволяє швидше замінювати пошкоджені агрегати. Водночас, дослідження виявило певні складнощі у відновленні окремих систем, таких як системи управління вогнем та електронні компоненти, в польових умовах, що потребує спеціалізованого обладнання та підготовки персоналу. Дослідження підтвердило, що сучасні бойові дії вимагають від систем відновлення високої мобільності, швидкості розгортання та автономності. Системи відновлення повинні бути здатними оперативно реагувати на пошкодження в умовах обмежених ресурсів та підвищених ризиків. Захищеність ремонтних бригад та обладнання також є критично важливим фактором, який необхідно враховувати при розробці систем відновлення.

Дослідження підтвердило, що розвиток ефективної системи відновлення танків Leopard-2 у польових умовах є критично важливим для забезпечення боєздатності танкових підрозділів. Інтеграція інноваційних технологій, оптимізація логістичного забезпечення та спеціалізована підготовка персоналу є ключовими факторами успіху.

УДК 62-1/-9

Васильєв Євген Анатолійович, к.т.н., доцент

Тараненко Дмитро Валерійович, аспірант

Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

РОБОЧІ ОРГАНИ МОБІЛЬНОГО ГРАВІТАЦІЙНОГО БЕТОНОЗМІШУВАЧА ПРИМУСОВОЇ ДІЇ

Інтенсивне зростання масштабів будівництва супроводжується потребою у підвищенні ефективності технологічних процесів, зокрема у сфері виготовлення бетонних виробів [1]. Застарілі методи поступово втрачають актуальність, поступаючись місцем інноваційним рішенням, які поєднують високу якість продукції з оптимальними витратами. Це стимулює науковців і фахівців галузі до пошуку нових підходів і технічних рішень таких як мобільні установки які поєднують переваги гравітаційних змішувачів і примусової дії [2].

Але також виникають потреби у технічній перевірці даного роду обладнання, з потенційним виявленням дефектів або можливостей для покращення. Дана конструкція мобільного гравітаційного змішувача (рис. 1) має багато можливостей для зміни лопаток, що і робить його більш гнучким інструментом при застосуваннях в різноманітних умовах.

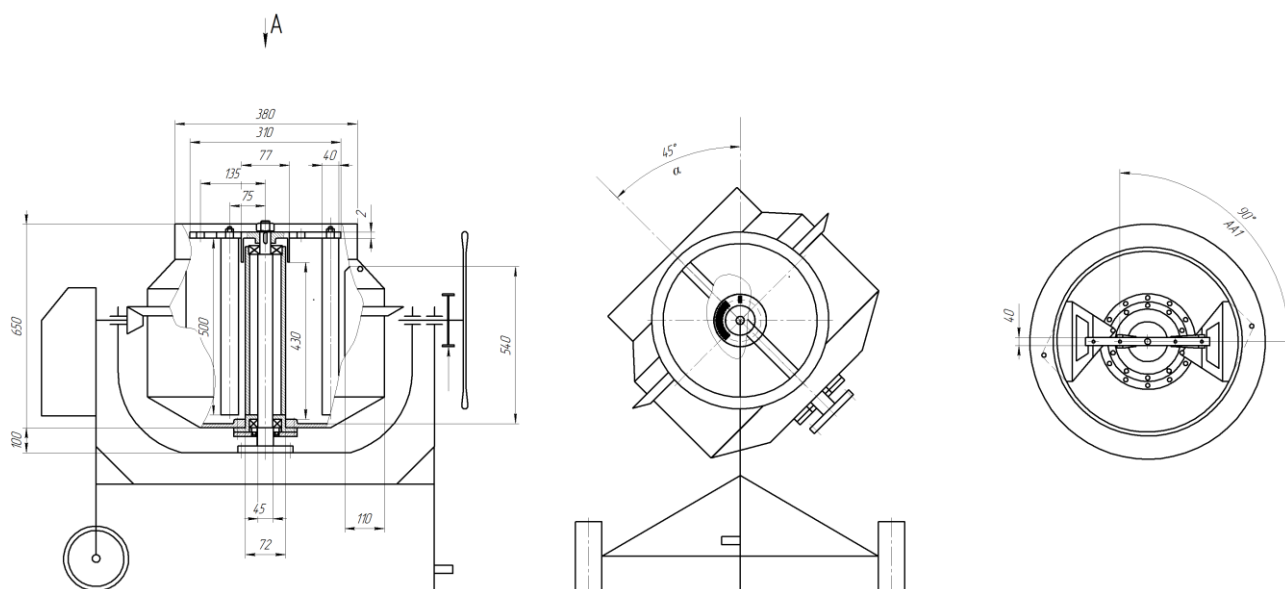


Рисунок 1 – Мобільний гравітаційний бетонозмішувач примусової дії

У першій конфігурації розташування лопатей, де відсутня укріплююча пластина в нижній частині, з'являється можливість ширшого простору для експериментального моделювання. Така конструкція дозволяє більш гнучко варіювати кути встановлення лопатей, що впливає на ефективність процесу розрізання та перемішування суміші. Крім цього, це відкриває перспективи для аналізу впливу різних рівнів заповнення барабана, а також величини рухомості суміші під час роботи обладнання. Варіювання параметрів включає не лише геометрію лопатей, а й динаміку їх взаємодії з матеріалом за умови зміни швидкості та напрямку обертання барабана. Такий підхід дозволяє глибше дослідити процес формування потоку всередині змішувальної камери, визначити раціональні умови для підвищення однорідності суміші та зменшення величини енергоспоживання, що в сукупності сприяє покращенню технологічних характеристик обладнання.

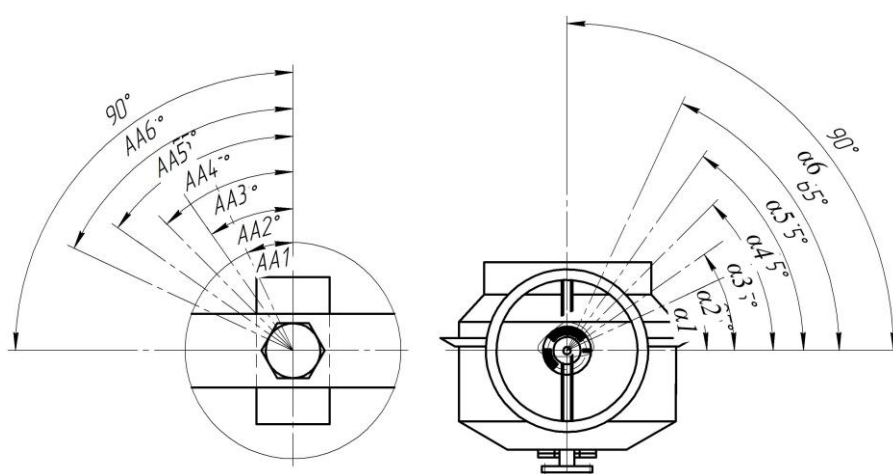
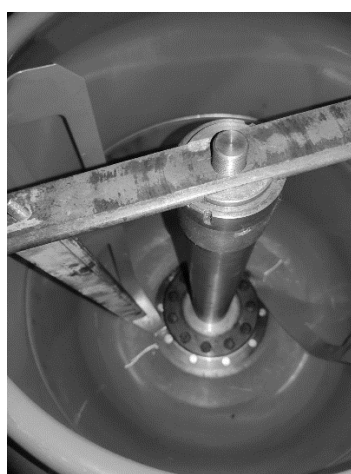


Рисунок 2 – Перша конфігурація розташування лопатей в мобільному гравітаційному змішувачі примусової дії

Друга конфігурація розташування лопатей має знизу укріплюючу пластину

що дозволяє збільшити навантаження на конструкцію, а це в свою чергу дозволить використання більших фракцій наповнювача чи підвищити наповнення барабану.

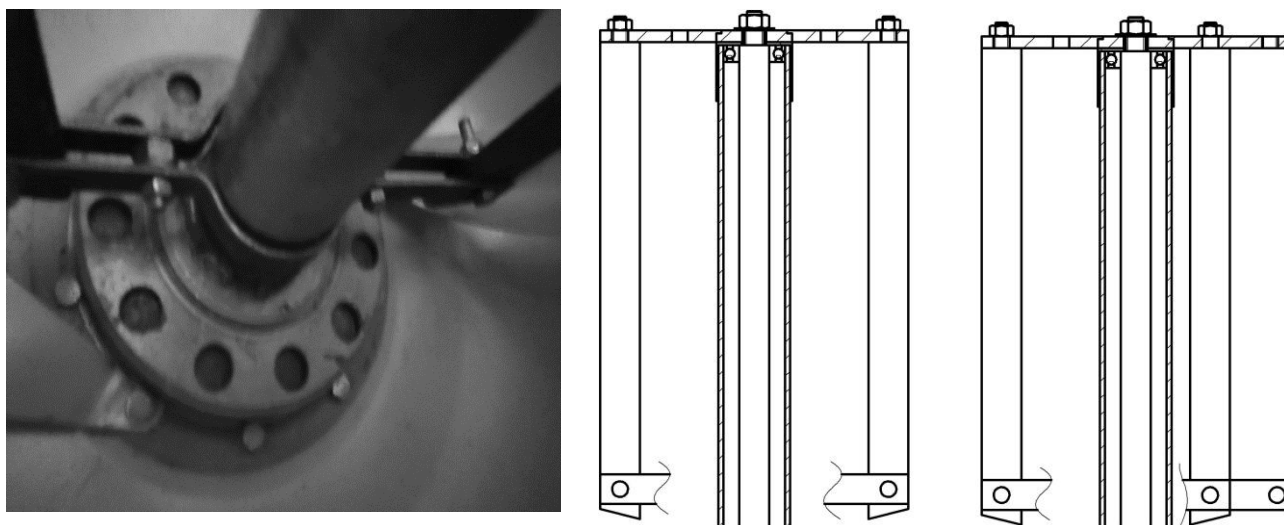


Рисунок 3 – Друга конфігурація розташування лопатей в мобільному гравітаційному змішувачі примусової дії

Отже, проаналізувавши можливості встановлення лопатей, можна стверджувати, що застосування більш складної геометричної форми лопаток є технічно обґрунтованим і доцільним. Такий підхід дозволяє не лише оптимізувати процес змішування матеріалів, але й суттєво підвищити загальну ефективність роботи обладнання [3]. Завдяки вдосконаленій динаміці дії на середовище змішування, модернізовані лопатки сприяють рівномірнішому перемішуванню компонентів, зменшенню часу приготування суміші та, як наслідок, зниженню енерговитрат. Таким чином, впровадження складніших форм лопатей відкриває перспективи для підвищення технологічної ефективності змішувального обладнання та економії ресурсів, що є актуальним завданням сучасного будівництва.

Література

1. Васильєв Є.А., Тараненко Д.В. Перспективна конструкція мобільного гравітаційного бетонозмішувача примусової дії. Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки. Матеріали VII Всеукраїнської науково-технічної конференції, 25 квітня 2024 р.: Полтава, НУПП імені Юрія Кондратюка, 2024. С. 73 – 74.
2. Desai, A., Bhutani, H., Chavan, A., Chitnis, A., & Chowdhary, D. Design and Analysis of a Portable Concrete Mixer. *International Research Journal of Engineering and Technology*. Vol 8. № 7. P 4371-4376.
3. Мікульонюк І. О. Інноваційні змішувачі хімічної технології: монографія. Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2022. 132 с.

*Назаренко Іван Іванович, д.т.н., професор
Клименко Микола Олександрович, к.т.н., доцент
Дьяченко Олександр Сергійович, к.т.н., доцент
Київський національний університет будівництва і архітектури
Нестеренко Микола Миколайович, к.т.н., доцент
Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»*

АНАЛІЗ ПАРАМЕТРІВ ПРОЦЕСУ УЩІЛЬНЕННЯ БЕТОННОЇ СУМІШІ І ОБГРУНТУВАННЯ КОНСТРУКЦІЙ ДЕБАЛАНСНОГО ВІБРОЗБУДНИКА ЗІ ЗМІННИМИ ПАРАМЕТРАМИ

Потреба у швидкому будівництві нових будівель, відновленні, ремонті або реставрації пошкоджених буде зростати з часом, тому виготовлення сучасних і якісних будівельних матеріалів і виробів промисловістю України є важливою. При виготовленні бетонних стін і перекриттів виконують операції інтенсифікації розміщення бетону у формі, а також витіснення повітря і зайвої рідини, що є одними із найбільш відповідальних [1]. З усіх способів ущільнення і формування найбільшого розповсюдження отримав спосіб об'ємного вібраційного ущільнення на вібраційних майданчиках.

Сучасні конструкції вібромайданчиків мають задовольняти умовам високої надійності, ремонтпридатності, низької енергоємності процесу та забезпечувати необхідну амплітуду і частоту коливань при ущільненні і формуванні бетонних розчинів з різними реологічними параметрами(маса, щільність) і бути швидко-налагоджуваними задля виготовлення виробів різної форми і розмірів, а також внутрішнього наповнення[2].

Фізико-механічні і реологічні параметри робочого середовища змінюються у досить широких межах. До прикладу, при укладанні у форму важкого бетонного розчину, його щільність складає $\rho = 1500 \text{ кг/м}^3$, а після завершення процесу ущільнення змінюється до майже $\rho = 2400 \text{ кг/м}^3$. Відсоток вмісту повітря до ущільнення складає від 35%, а в кінці процесу зменшується до 2...3%, через що на різних етапах ущільнення бетонний розчин є матеріалом з різними фізико-механічними властивостями, що у результаті чинить істотний вплив на амплітуду коливань робочого органу у процесі ущільнення, оскільки є змінним в'язкий опір середовища.

Вібраційну систему прийнято ділити на два компоненти: вібраційна машина(установка) і оброблюване (робоче) середовище.

При моделюванні коливальних систем найчастіше використовують два підходи [1]. У першому підході параметри системи, такі як маса, пружність і опір розділені по окремих частинах системи(системи з дискретними параметрами). У другому підході кожним із цих параметрів володіє будь-який шар системи(системи з розподіленими параметрами).

Найбільш доцільним є представлення вібросистеми як підсистем з дискретними(машина) і розподіленими(середовище) параметрами [1].

Рівняння спільного руху вібросистеми «машина-робоче середовище» з врахуванням хвильових коефіцієнтів [1] має вигляд:

$$(m + m_0 a) \ddot{x} + (b + m_0 \omega d) \dot{x} + cx = F_0 \sin \omega t, \quad (1)$$

де m – сума коливних частин вібромайданчика і форми, кг; m_0 – маса бетонного розчину, кг; b – коефіцієнт опору, Н·с/м; c – коефіцієнт жорсткості, Н/м. $\ddot{x}, \dot{x}, x$ – відповідно друга похідна від переміщення по часу (прискорення), перша похідна від переміщення по часу (швидкість) і переміщення маси, під дією змушувальної сили $F_0(t) = F_0 \sin \omega t$.

Величина змушувальної сили для забезпечення амплітуди коливань у процесі ущільнення визначається за рівнянням [3]:

$$F_0 = x_0 \sqrt{[(c - m_{\text{повн}} \omega^2) + m_0 \omega^2 a]^2 + [b \omega + m_0 \omega^2 d]^2}. \quad (2)$$

Хвильові коефіцієнти середовища, які визначають пружно-інерційні (a) і дисипативні властивості (d) визначаються з залежностей [1]:

$$a = \frac{\alpha \sin 2\beta h + \beta \sin 2\alpha h}{h(\alpha^2 + \beta^2)(\cos 2\alpha h + \cos 2\beta h)}; \quad (3)$$

$$d = \frac{\alpha \cos 2\beta h + \beta \cos 2\alpha h}{h(\alpha^2 + \beta^2)(\cos 2\alpha h + \cos 2\beta h)}. \quad (4)$$

У формулах (3) і (4) h – висота шару розчину, м; коефіцієнти α і β , що характеризують розсіяння енергії і визначаються з формул:

$$\alpha = \frac{\omega}{c_x} \sqrt{\frac{\sqrt{1 + \gamma^2} - 1}{2 \cdot (1 + \gamma^2)}}; \quad (5)$$

$$\beta = \frac{\omega}{c_x} \sqrt{\frac{\sqrt{1 + \gamma^2} + 1}{2 \cdot (1 + \gamma^2)}}; \quad (6)$$

де γ – коефіцієнт втрат.

Результати розрахунку коефіцієнтів α і β і хвильових коефіцієнтів a і d при різних значеннях коефіцієнта втрат γ наведено на графіку (рис. 1)

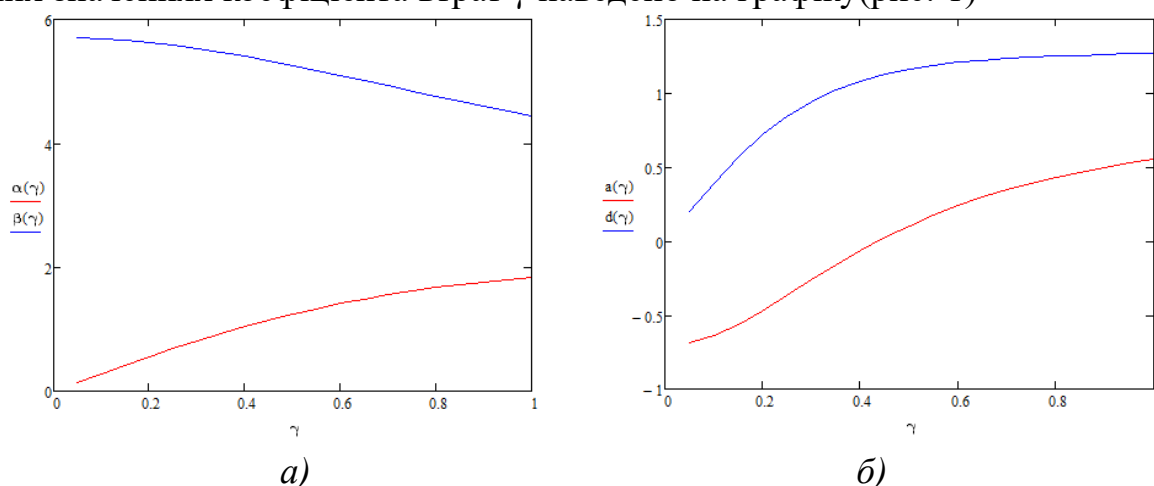


Рисунок 1 – Результати розрахунку коефіцієнтів розсіяння енергії (a) та хвильових коефіцієнтів середовища (d), які визначають пружно-інерційні і дисипативні властивості бетонного розчину з товщиною $h=0,16$ м у залежності від величини коефіцієнта втрат γ

На основі отриманих значень величин хвильових коефіцієнтів отримані значення величин амплітуди коливань при заданих фіксованих значеннях змушувальної сили F_0 (рис.2).

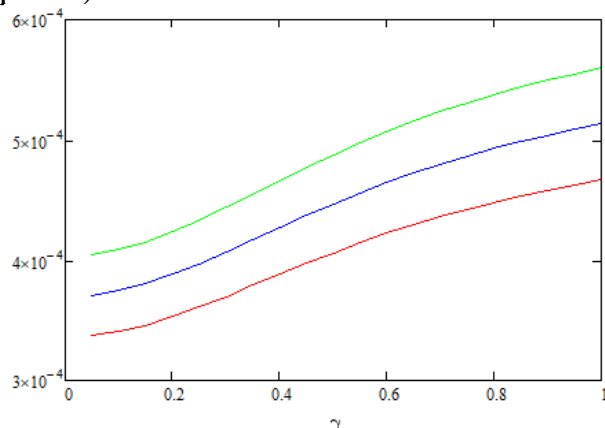


Рисунок 2 – Графік залежності амплітуд коливань при ущільненні бетону з габаритами у формі $(b_n \times h_n \times l_n)$ 1,5x0,16x5 м і величині змушувальної сили

F_0 : 245,8 кН - — ; 270,4 кН - — і 294,9 кН - —

Як видно з графіків, для забезпечення амплітуди коливань у заданому технологією діапазоні значень, необхідно виконувати зміну робочих параметрів машини у відповідь на зміну параметрів робочого середовища в процесі ущільнення

Утримання амплітуди коливань у визначених технологією можна досягти зміною величини змушувальної сили, яку генерує віброзбудник коливань. В роботі запропоновано функціональну схему автоматизації процесу керування вібромайданчика на основі зміни змушувальної сили віброзбудника(рис.3), а також принципову схему механізму зміни статичного моменту маси дебалансів(рис.4).

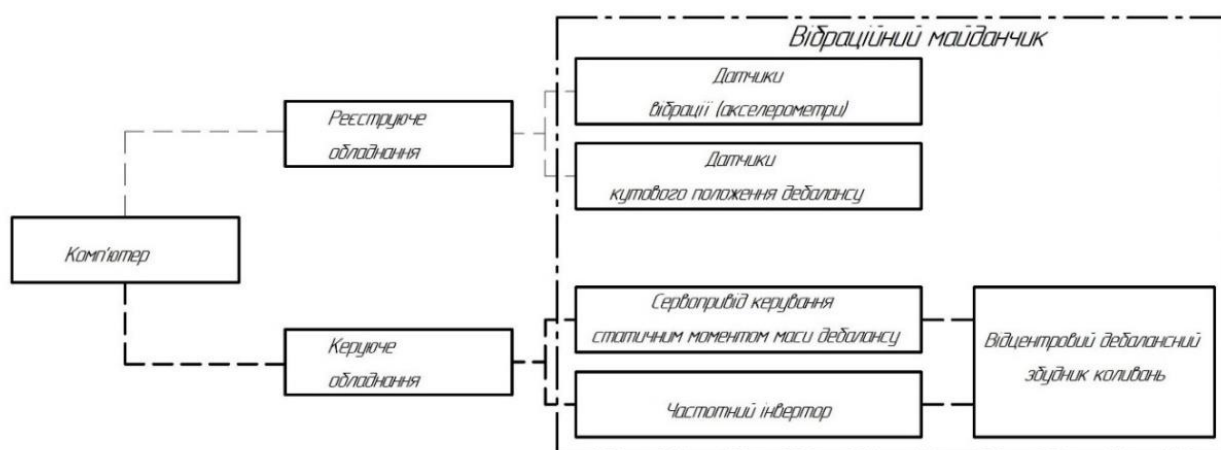


Рисунок 3 – Функціональна схему автоматизації зарезонансного вібромайданчика

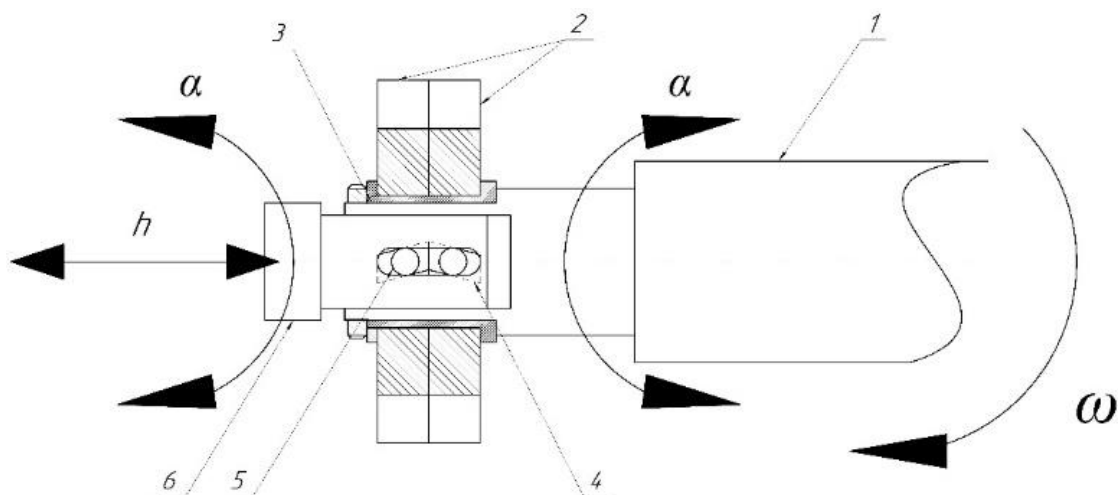


Рисунок 4 – Схема механізму зміни кута розведення половинок дебаланса

Принцип роботи механізму зміни статичного моменту маси дебалансів наступний: половинки дебаланса 2 встановлені рухомо на дебалансному валу 1 на втулках 3, що дозволяє половинкам дебаланса обертатися довкола центральної вісі вала. В половинках дебалансів наявні канавки 4, які суміщені з відповідними виступами 5 на штоку 6 сервоприводу. Оскільки канавки в половинках дебаланса мають протилежні напрямки нарізки, то при русі штока вздовж центральної вісі вала на величину h відбувається поворот половинок дебаланса на відповідну величину кута α в протилежних напрямках. Відбувається зведення або розведення половинок дебаланса, що в свою чергу дозволяє змінювати змушуючу сил F_0 , яку реалізовує віброзбудник коливаль.

Література

1. Назаренко І.І. (2010) Прикладні задачі теорії вібраційних систем: Навчальний посібник / І.І. Назаренко // К.: Видавничий дім «Слово». – 440 с. 3
2. Nazarenko I., Diachenko O., Pryhotskyi V., Nesterenko M. Structural analysis of vibration platform for panel units forming and consideration of its utilizing options. Academic Journal Industrial Machine Building Civil Engineering, 2021. 1(56), P. 37–42.
3. Нестеренко М. Врахування сил опору середовища в загальній розрахунковій схемі вібраційної системи, зображеної у вигляді дискретної моделі. Техніка будівництва, 2024. (41), С. 56-62.

ДОСЛІДЖЕННЯ НАДІЙНОСТІ БУДІВЕЛЬНОЇ ТЕХНІКИ В УМОВАХ ЇХ РЕАЛЬНОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ПРИ УЛАШТУВАННІ БЕТОННОЇ ДОРОГИ

Вступ. Дослідження надійності будівельної техніки в умовах їх реальної експлуатації є актуальною задачею забезпечення необхідної якості процесів укладання, розрівнювання ущільнення будівельної суміші при улаштуванні асфальтобетонної або бетонної дороги відповідними машинами. До таких машин відносяться бетоноукладальні машини, в складі яких є змішувач, механізми укладання, вібраційне оснащення. Процес ущільнення будівельної суміші здійснюється котками статичної та вібраційної дії. Можливі зміни показників цих машин в процесі експлуатації і їх вплив на надійність і ефективність їх роботи потребує проведення прогнозування зміни області станів вихідних параметрів машини під впливом очікуваних процесів їхньої взаємодії із оброблюваним матеріалом. Дослідження стану надійності будівельної техніки в умовах їх реальної експлуатації при улаштуванні бетонної дороги висуває рішення задач визначення засобів оцінки стану машин, розгляду взаємозв'язку та застосування методів діагностування, як ключових аспектів впливу на ефективність та надійність роботи машин. Діагностування передбачає визначення об'єктів діагностики, уточненням критеріїв працездатності, встановлення діагностичних параметрів на основі розробленої методики діагностування та алгоритмів побудови програм, що і визначено в даній роботі, як задач дослідження.

Мета та задачі дослідження. Метою являється дослідження надійності будівельної техніки в умовах їх реальної експлуатації при улаштуванні бетонної дороги на основі методів проведення технічного діагностування машин. Для досягнення мети сформульовані наступні задачі дослідження:

- аналіз існуючих методів технічного діагностування машин;
- вибір та обґрунтування методики дослідження.

Аналіз існуючих методів дослідження технічного діагностування машин. В теорії надійності [1,2] та в нормативних документах [3-5] зазначається, що надійність характеризується такими показниками: безвідмовність (у тому числі початкова), ремонтпридатність, довговічність (або напрацювання на відмову), збереження. Всі ці показники мають чітке визначення. В цілому в теорії надійності досліджуються закономірності виникнення відмов як деталей, збірних одиниць, так і машини в цілому, відновлення їх працездатності, розглядається вплив зовнішніх і внутрішніх впливів на процеси, що відбуваються на, розробляються методи розрахунку систем надійності, прогнозування відмов, шляхи підвищення надійності при проектуванні та експлуатації, а також способи збереження надійності в процесі експлуатації, визначені методи збору, реєстрації та аналізу статистичних даних.

Викладення результатів дослідження. Дослідження стану надійності будівельної техніки в умовах їх реальної експлуатації при улаштуванні бетонної дороги передбачає визначення засобів оцінки стану машин, розгляд взаємозв'язку та застосування методів діагностування, як ключових аспектів впливу на ефективність та надійність роботи машин. На основі аналізу даних, в згаданих вище джерелах, можна виділити наступні методи діагностування з проведенням контролю стану машини по експлуатаційним параметрам: профілактичний метод візуального контролю; метод діагностування по ефективності роботи машини; диференціальний метод; метод діагностування по геометричним параметрам; тепловий метод діагностування; метод діагностування по герметичності робочих органів; метод контролю за нормативними даними; вібраційно-акустичний метод; кореляційний метод дослідження; метод спектрального аналізу; метод розрахункових залежностей. Виходячи із наведених класифікаційних ознак методів діагностування з проведенням контролю стану машини по експлуатаційним параметрам, можна зазначити такі особливості, що є необхідною загальною умовою їх використання. Перш за все, це організаційна складова, яка передбачає опис методів проведення діагностування з зазначенням періодичності, послідовності виконання робіт. По друге, це можливе використання аналітичного та графоаналітичного дослідження функціонування збірних одиниць і деталей механізмів машин (метод діагностування по ефективності роботи машини, диференціальний метод), розробку системи диференціальних рівнянь і передавальних функцій, використання законів розподілення параметрів (кореляційний метод дослідження; метод спектрального аналізу; метод розрахункових залежностей).

Для оцінки технічного стану машини в період діагностування розроблена методика, що передбачає визначення значень вихідних параметрів обладнання в період експлуатації для умов процесів укладання, розрівнювання та ущільнення будівельної суміші при улаштуванні поверхні полотна дороги. До таких машин відносяться бетоноукладальні машини, в складі яких є змішувач, механізми укладання, вібраційне оснащення. Процес ущільнення будівельної суміші здійснюється котками статичної та вібраційної дії. Можливі зміни показників цих машин в процесі експлуатації і їх вплив на оцінки надійності і ефективності їх роботи потребував проведення прогнозування зміни області станів вихідних параметрів машини під впливом очікуваних процесів їхньої взаємодії із оброблюваним матеріалом. В роботі [6] визначена методика моніторингу технічного стану і ступеня використання машин, за якою і були здійснені дослідження надійності будівельної техніки в умовах їх реальної експлуатації при улаштуванні бетонної дороги.

Висновки

1. Здійснено аналіз існуючих методів технічного діагностування машин. Для оцінки технічного стану машини в період діагностування визначені методи діагностування з проведенням контролю стану машини по експлуатаційним параметрам із значенням встановлених вихідних параметрів для різних умов

експлуатації та проведення розрахунків на основі показників існуючого рівня надійності машини.

2. Зазначено, що можливі зміни показників машин в процесі їх експлуатації та вплив на оцінки надійності і ефективності їх роботи потребував проведення прогнозування зміни області станів вихідних параметрів машини під впливом очікуваних процесів їхньої взаємодії із оброблюваним матеріалом.

3. За обраними методами діагностування по ефективності роботи машини, диференціальним методом та за методом розрахункових залежностей визначені параметри, а із використанням кореляційного методу дослідження визначено закон розподілу випадкових змінних.

Література

1. Канарчук В. Є., Полянський С. К., Дмитрієв М. М. *Надійність машин: підручник*. Київ: Либідь, 2003. 424 с.

2. Боженко Л.І. *Стандартизація, метрологія та кваліметрія у машинобудуванні: Посібник*. Львів: Світ, 2003. 327 с.

3. ДСТУ 2861-94. *Надійність техніки. Аналіз надійності. Основні положення*. Видання офіційне. Держстандарт України. Київ.

4. ДСТУ 2863-94. *Надійність техніки. Програма забезпечення надійності. Загальні вимоги*. Держстандарт України. Київ.

5. ДСТУ ISO 9001-95. *Системи якості. Модель забезпечення якості в процесі проектування, розроблення, виробництво, монтажу та обслуговування*. Держстандарт України. Київ.

6. Іван Назаренко, Віктор Нечипорук, Вадим Ткачук. *Оцінка впливу експлуатаційних показників дорожньої техніки на ефективність їх використання*. Збірник наукових праць «Техніка будівництва» К.: №40, 2024, С.53-64.

УДК 621.874.2:519.876

*Булавка Олег Олександрович, головний механік
ТОВ «КСМ-ТРАНС»*

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ ТИСКУ ПОВІТРЯНОЇ УДАРНОЇ ХВИЛІ НА БАШТОВИЙ КРАН

Вступ. Розрахунок впливу швидкісного натиску вибухової хвилі на кран потрібний для визначення вітрових навантажень на конструкцію з подальшим обчисленням як власної, так і вантажної стійкості, а також при проектуванні або розробці приладів безпеки. Необхідна інформація про розподіл вітрових навантажень на металоконструкцію баштових кранів може бути отримана з допомогою аналітичних залежностей і методів, чисельного комп'ютерного або фізичного моделювання в аеродинамічних трубах. Зазначений підхід є актуальним і використаний в даній роботі.

Аналіз існуючих досліджень. При розрахунку вітрового навантаження на

робочого стану крану, аеродинамічний опір визначають для кожній окремій частині крану по приведених в [1] коефіцієнтів для типових елементів. Інший коефіцієнт, приведений у вказаних методиках [1], визначає залежність між висотою над поверхнею землі і швидкістю вітру. Для спрощення розрахунків цей коефіцієнт дається в лінійній залежності. Відомі також методи розрахунків шляхом використання технології дискретних вихрових елементів в ідеальній рідині, методи швидкого тривимірного розрахунку [2]. Проте, неминучі в цьому випадку спрощуючі припущення про властивості повітряного середовища призводять до того, що швидкість вітрового потоку має бути постійною по висоті. У свою чергу, зрушення середньої швидкості вітру по висоті, створює великі труднощі на шляху коректного застосування подібних методів.

Для вирішення завдань аеродинаміки і механіки суцільних середовищ широке застосування знаходять комп'ютерні системи математичного моделювання (CAE), ґрунтовані на методі кінцевих елементів (МКЕ) і методі кінцевих об'ємів (МКО). Метод кінцевих елементів спирається на варіаційне завдання про мінімум помилки апроксимації шуканого рішення базисними функціями. У більшій частині своє поширення цей метод отримав в механіці твердих тіл. За основу рішення завдань МКО узяті інтегральне формулювання законів збереження маси, імпульсу, енергії. Балансові співвідношення записуються для невеликого контрольного об'єму [3].

Викладення основного матеріалу. Для дослідження динаміки швидкісного натиску вибухової хвилі розроблено математичну модель баштового крану та визначені основні завдання чисельного моделювання: побудова математичної моделі вітрового вантаження стаціонарного баштового крану; визначення критичного швидкісного натиску для робітника і неробочого стану крану; побудова залежності за даними математичного моделювання швидкісного натиску, положення стріли і крутного моменту створюваного вітровим потоком відносно осі обертання крану; визначення впливу положення стріли відносно напрямку вітрового потоку на стійкість крану; порівняння залежності коефіцієнта лобового опору і числа Рейнольдса для стержнів циліндричної форми.

Рішенням показано найбільш небезпечні схеми роботи стаціонарного баштового крану в період дії повітряних ударних хвиль, при взаємному розташуванні опорного контуру, положенні стріли та напрямку натиску хвилі. Також було складено схему дії швидкісних натисків, що діють на баштовий кран в умовах повітряної ударної хвилі. Для цього було визначено швидкісний натиск на механізм зміни вильоту стріли і повороту крану у функції узагальнених координат U та φ точки руху підвісу вантажу.

Об'єктом дослідження вибрана модель стаціонарного швидкомонтуемого баштового крану LIEBHERR 63K в/п 6 т. В якості CAE – системи використовувався розрахунковий комплекс SOLIDWORKS, що складається з CFD, - пакету програм для чисельного аналізу – SOLIDWORKS Flow Simulation. Для опису завдань механіки рідини і газів в препроцесорі SOLIDWORKS Flow Simulation, який входить до складу SOLIDWORKS є спеціалізований набір інструментів, що включає різні моделі турбулентності

для моделювання і ламінарних і турбулентних процесів, інструментарій для опису граничних умов з можливістю постановки динамічного завдання [3,5].

Математичні залежності дозволили визначити значення швидкісного натиску при відомих величинах навітряної площі і коефіцієнтів аеродинамічного опору елементів крану. Аналітичні залежності впливу вітрового натиску, виражені через коефіцієнт аеродинамічного опору дозволили визначити характеристики крана відносно осі обертання, отримати значення вітрового натиску в робочому і неробочому стані баштового крану. Розрахунки показали, що стійкість крану залежить від швидкісного натиску і положення стріли та виражається залежністю між крутним моментом і кутом атаки вітрового потоку. Максимальна стійкість крану досягається при положенні стріли за вітром.

Висновки

1. У питаннях пов'язаних з дослідженням аеродинаміки баштових кранів, доцільно використовувати кінцево-елементні математичні моделі, оскільки враховуються усі особливості конструкції.

2. В якості моделі турбулентності рекомендується використовувати модель SST (Shear - Stress Transport), розраховану на дослідження складних форм і конструкцій.

3. При обтіканні башти і оголовка стріли в положенні за вітром, вітрові потоки турбулентне закручуються, навантажуючи металоконструкцію стріли по всій довжині.

4. Стійкість баштового крану залежить від швидкості вітрового потоку вибухової хвилі і положення стріли, і виражається залежністю між крутним моментом та кутом атаки швидкісного натиску.

5. За умови використання аналітичних методів при попередніх розрахунках власної і вантажної стійкості стаціонарних баштових кранів є доцільним, оскільки похибка при визначенні критичних значень швидкостей вітру складає 15-20%.

Література

1. ДСТУ EN 14439:2016 Вантажопідіймальні крани. Крани баштові. Вимоги щодо безпечності (EN 14439:2006 + A2:2009, IDT).

2. Довгий С. О., Буланчук Г. Г. Математичне моделювання аеродинаміки міських забудов // Вісник Сумського державного університету. – 2003. – № 12 (58). – С. 72 – 76.

3. Плашихін С.В. «Параметричне моделювання технологічних процесів» Розділ 2. Моделювання фізичних процесів в CAD/CAE системі SolidWorks. Навчальний посібник. Київ. КПІ ім. Ігоря Сікорського 2022 р.

4. Лаврінченко Н.М., Сукманов В.О., Авраменко А.О. та інші. Кінцево-елементне моделювання в інженерних розрахунках: Підручник – Донецьк: ДонНУЕТ, Норд-Прес, 2008. – 668 с.

5. Ворожук В.Я., Вітенько Т.М. Solidworks у завданнях 3D моделювання та інжинірингу технічних систем. Навч. посібник / Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2021. – 164 с.

МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ КОМБІНОВАНОЇ ВІБРОАБРАЗИВНОЇ ОБРОБКИ МЕТОДОМ ДИСКРЕТНИХ ЕЛЕМЕНТІВ

Запропонована математична модель комбінованого процесу віброобробки в установці з ротаційною робочою камерою (активний робочий орган), яка реалізована в рамках методу дискретних елементів (DEM) із урахуванням мікромеханіки взаємодії частинок і деталей. Вона враховує основні діючі сили в системі деталь-абразив: контактні, відцентрову, вібраційну, гравітаційну. Модель ґрунтується на теоріях Герца-Міндліна та постійно орієнтовано обертового моменту та комплексно враховує характер взаємодії частинок з врахуванням зміни динамічних умов. Числовим моделюванням DEM здійснено відтворення взаємодії великої кількості частинок на мікрорівні, що забезпечило фізично обґрунтоване відтворення процесу для дослідження впливу віброзбурювальних та відцентрових сил на робоче середовище комбінованого віброабразивного процесу.

Вихідні припущення моделі: частинки абразиву і деталі розглядаються як кулі зі скінченим радіусом та жорсткою поверхнею. Обертовий барабан рухається з кутовою швидкістю ω , а платформа вібрує з амплітудою A і частотою f .

Поступальний та обертальний рух кожної окремої частинки описується шляхом розв'язання рівняння на основі другого закону Ньютона:

$$m_i \frac{dv_i}{dt} = \sum_j (F_{ij}^n + F_{ij}^t) + m_i g - A \omega_v^2 \sin(\omega_v t) \cdot e_z + m_i \omega_c^2 r_i - 2m_i (\omega_c \cdot v_{rel,i}), \quad (1)$$

$$I_i \frac{d\omega_i}{dt} = \sum_j (R_{ij} \cdot F_{ij}^t - \tau_{ij}^r). \quad (2)$$

Нормальна F_n і тангенціальна F_t сили в точці контакту частинок абразиву та деталей визначаються за допомогою лінійної пружинно-демпферної контактної моделі Герца-Міндліна, розрахункова схема якої зображена на рисунку 1.

Ці теорії описують нелінійні залежності між нормальними еластичними силами та переміщеннями, які виражаються рівняннями:

$$F_n^e = -k_n \cdot \delta_n = \frac{4}{3} E^* \sqrt{R^* \cdot |\delta_n|} \cdot \delta_n + m_i (g + a_{vib} + a_{centr}), \quad (3)$$

$$F_t^e = -k_t \cdot \delta_t = 8 \cdot G^* \sqrt{R^* \cdot |\delta_n|} \cdot \delta_t \quad (4)$$

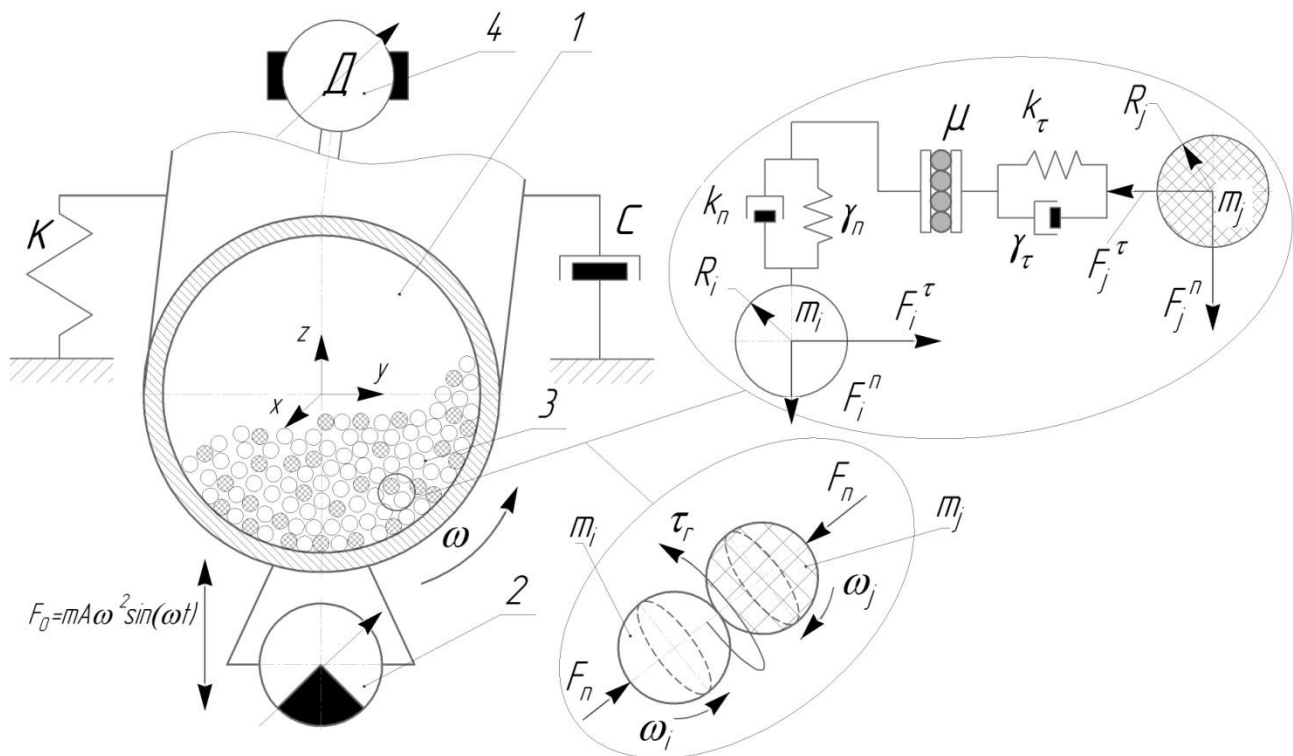


Рисунок 1 – Розрахункова схема віброустановки

Еквівалентний модуль зсуву:

$$G^* = \frac{1}{\frac{2(2-\nu_i) \cdot (2-\nu_i)}{E_i} + \frac{2(2-\nu_j) \cdot (2-\nu_j)}{E_j}}. \quad (5)$$

Еквівалентний модуль Юнга:

$$E^* = \frac{1}{\frac{1-\nu_i^2}{E_i} + \frac{1-\nu_j^2}{E_j}}. \quad (6)$$

$$F_n^\nu = \gamma_n \cdot v^n = -2\sqrt{\frac{5}{6}} \cdot \beta \sqrt{S_n \cdot m^* \cdot v^n}. \quad (7)$$

$$F_t^\nu = \gamma_t \cdot v^t = -2\sqrt{\frac{5}{6}} \cdot \beta \sqrt{S_t \cdot m^* \cdot v^t}. \quad (8)$$

Чисельне моделювання методом DEM виконувалось у програмному середовищі Simulink програмного комплексу MATLAB. Для реалізації рівнянь використовувались функціональні блоки Simulink такі як: Constant, Gain, Integrator, Math Function, Sum, Derivative. Задані значення процесу: $f=50$ Гц, $A=1...3$ (мм), $\omega=0...10$ (рад/с), $\mu=0,3$, $R_a=3$ мм, $R_d=6$ мм.

Моделювання базується на поділі часу на малий часовий крок Δt і повторенні ітераційного циклу для обчислення стану системи в кожен момент часу, зазвичай в межах від 10^{-6} с до 10^{-5} с.

На рисунку 2 зображені тривимірні траєкторії руху частинок. На рисунку 3 показано розподіл контактного тиску у робочій камері віброустановки при

різних швидкостях обертання і однаковій амплітуді вібрацій 2 мм. При меншій швидкості тиск рівномірно розподіляється від центру камери й поступово знижується до її країв. Максимальний тиск спостерігається у центрі.

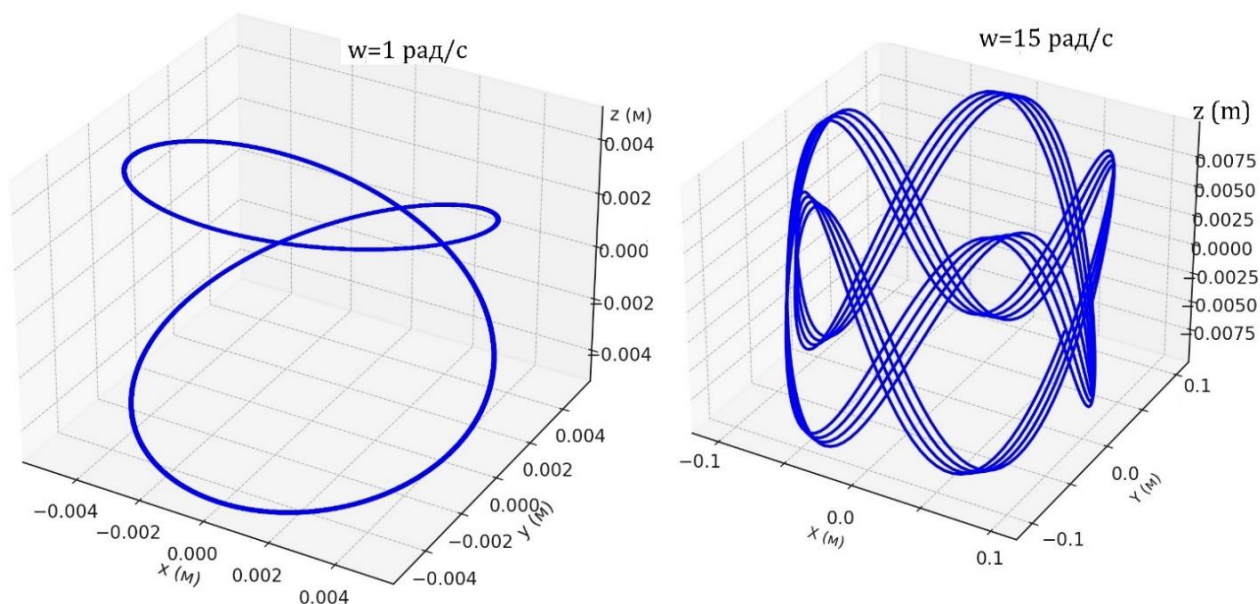


Рисунок 2 – Траєкторія руху частинок в обертовій камері

Максимальний тиск тепер спостерігається біля периферії камери, що дозволяє обробляти деталі більш рівномірно, підвищуючи якість поверхні та продуктивність.

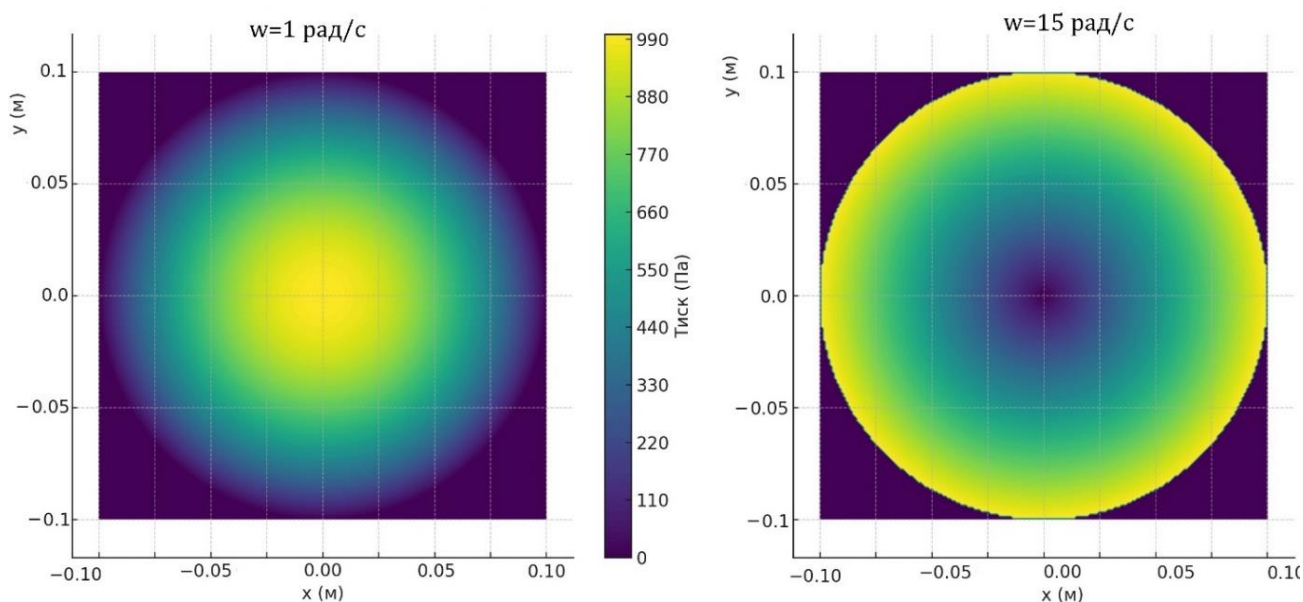


Рисунок 3 – Карта розподілу контактного тиску в обертовій камері

Наведена методика може бути використана для попередньої оцінки ефективності аналогічного обладнання для комбінованої віброобробки на етапі проектування до проведення експериментальних досліджень.

1. Hashimoto, F., Johnson, S.P. and Chaudhari, R. (2016) 'Modeling of material removal mechanism in vibratory finishing process', *CIRP Annals-Manufacturing Technology*, 65, pp. 325–328. doi: 10.1016/j.cirp.2016.04.081.
2. Mindlin, R.D. (1949) 'Compliance of elastic bodies in contact', *Journal of Applied Mechanics, ASME*, 16, pp. 259–268.
3. Tsuji, Y., Tanaka, T. and Ishida, T. (1992) 'Lagrangian numerical simulation of plug flow of cohesionless particles in a horizontal pipe', *Powder Technology*, 71(3), pp. 239–250. doi: 10.1016/0032-5910(92)88030-L.

УДК 666.983

*Блажко Володимир Володимирович, к.т.н., доцент
Аніщенко Анна Ігорівна, к.т.н., доцент
Григорків Олексій Борисович, аспірант
Харківський національний університет міського господарства
імені О.М. Бекетова*

ВИБІР ОПТИМАЛЬНОЇ ТЕХНОЛОГІЇ ВІДНОВЛЕННЯ ЗНОШЕНИХ ЦИЛІНДРИЧНИХ ПОВЕРХОНЬ ПОРШНЕВОЇ СИСТЕМИ БЕТОНОНАСОСА МЕТОДОМ АНАЛІЗУ ІЄРАРХІЙ

Поршневі бетононасоси – ключовий елемент будівельної техніки для транспортування бетонної суміші, що піддається інтенсивному зносу через абразивну дію, високий тиск та циклічні навантаження. Ефективне відновлення їх робочих органів є критичним для подовження строку служби обладнання та зниження витрат.

Поширений інженерний підхід до вибору методу відновлення є здебільшого суб'єктивним, базується на обмеженій кількості критеріїв та не враховує комплексну оцінку ефективності альтернативних технологій.

Пропонується розробити обґрунтований підхід до вибору доцільної технології відновлення зношених поверхонь поршневої групи бетононасосу з урахуванням технічних, економічних та експлуатаційних критеріїв за допомогою методу аналізу ієрархій.

Здійснено побудову ієрархічної моделі, формування матриць парних порівнянь критеріїв та альтернатив (технології відновлення деталей), розрахунок вагових коефіцієнтів і глобальних пріоритетів за методом Т. Сааті.

В роботі розглядалися три технології відновлення: наплавлення, гальванічне покриття та газотермічне напилення [1, 2]. У якості критеріїв оцінки було обрано: простоту реалізації, вартість, витрати часу, екологічність, якість відновлення, довговічність, адгезійну здатність покриття. За результатами парних порівнянь і подальшої агрегації ваг, найбільший пріоритет отримало наплавлення, яке поєднує високу якість, зносостійкість та ефективність при значних ушкодженнях поверхні поршневої групи бетононасосу.

Метод аналізу ієрархій підтвердив свою доцільність для задач такого типу, дозволяючи враховувати різноманітні техніко-економічні чинники та зменшити вплив суб'єктивних рішень при їх виборі. Такий підхід рекомендовано до використання в ремонтно-експлуатаційних структурах будівельної техніки.

Література

1. Власенко М. В. *Технологія ремонту будівельних та дорожніх машин.* – К.–Кіровоград, 2000. – 288 с.
2. Хітров І.О., Гавриш В.С. *Ремонт машин і обладнання.* – Рівне: НУВГП, 2012. – 184 с.

УДК 629

*Нестеренко Микола Миколайович, к.т.н., доцент
Зубкова Тетяна Юріївна, магістрантка*

Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

ВИКОРИСТАННЯ 3D ДРУКУ ДЛЯ АВТОМОБІЛІВ ТА СПЕЦТЕХНІКИ

У сучасному світі технології швидко розвиваються, використовуються новітні матеріали та методи для виготовлення корпусних деталей з пластику автомобілей та сільськогосподарської техніки. Вартість їх досить висока, а ремонт складний, тому виникає проблема у реставрації та виготовлення корпусних елементів для транспорту (корпус фар, бампер, панель приладів автомобіля та інше).

Одним з новітніх методів адитивних технологій виготовлення деталей є 3D друк. Ця технологія, яка ще недавно сприймалася як новація для прототипування, сьогодні дедалі активніше використовується в різних галузях промисловості. 3D-друк відкриває нові можливості для виготовлення складних деталей, зменшує термін виробництва та дає змогу створювати індивідуалізовані рішення під конкретні потреби. В умовах глобальної конкуренції та потреби швидкого впровадження інновацій ця технологія стає важливим фактором підвищення ефективності виробництва.

Існують безліч різноманітних матеріалів для друку:

1. PLA - це скорочення від полімолочної кислоти, термопластичного полімеру, отриманого з відновлюваних ресурсів, зокрема кукурудзяного крохмалю або цукрової тростини.

2. PC - ударостійкий, стійкий до ряду хімічних речовин матеріал, що має високу прозорість. Екологічний та придатний для виготовлення харчових контейнерів та подібних виробів. Здатний витримувати високі та низькі температури в діапазоні від – 40 до 120°C.

3. ABS є найпоширенішим матеріалом для 3D-друку. Його основні переваги – це висока механічна міцність та стійкість до впливу агресивних

речовин. За відсутності впливу прямих сонячних променів вироби з ABS служать дуже довго.

4. PETG – це прозора нитка, яка може створити міцний та гладкий об'єкт. Її використовують, починаючи від садової техніки та закінчуючи простою пляшкою води. У вироби з цього пластику можна класти харчові продукти.

5. TPU пластик - це термопластичний еластомер з поліуретаном високої якості. Він більш жорсткий, міцний і може краще зберігати свою еластичність на морозі. Дуже добре підходить для друку мембран, ущільнювачів, чохлів, сантехніки тощо. Цей матеріал практично не розшаровується, має прекрасну адгезію і дає дуже малу усадку.

6. PA – являє собою синтетичний полімер, термопластичний, дуже міцний матеріал, який використовується для друку надзвичайно міцних і важких деталей. Гнучкий у тонких шарах, але має дуже високу адгезію між шарами. Низький коефіцієнт тертя і висока температура плавлення роблять його чудовим вибором для друку функціональних і технічних деталей. Він дуже гігроскопічний, тобто швидко вбирає воду з повітря.

Для виготовлення пластикових деталей автомобіля або спецтехніки Зазвичай використовують ABS, PETG, TPU та PA.

ABS - використовують для виготовлення бамперів та підсилювачів до нього, локерів, дверних ручок, та інше.

TPU - використовують в ущільнюючих прокладках, фартухах колісної арки, килимках для автомобіля.

PA - використовуються для виготовлення вентилятора охолодження радіатора машин.

Яскравим прикладом використання PETG пластику є виготовлення корпусу противотуманих фар автомобіля.



*Рисунок 1 – Корпус фари на вантажний автомобіль КАМАЗ 4310
виготовлений за допомогою технології 3D друку*

УДК 666.97.033

*Коротич Юрій Юрійович, PhD, доцент
Склема Денис Владиславович, студент
Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»*

ЗМІНА АМПЛІТУДИ КОЛИВАНЬ ВІБРОСТОЛУ ПРИ ЗАКРІПЛЕННІ ВІБРАТОРА НА ВЕРТИКАЛЬНОМУ ВАЖЕЛІ

Для підтвердження теоретичних досліджень по впливу важеля для закріплення вібратора на зміну амплітуди коливань вібростолу була створена дослідна модель (рис. 1), яка нагадує собою реальний вібраційний стіл, зменшений у десять разів.

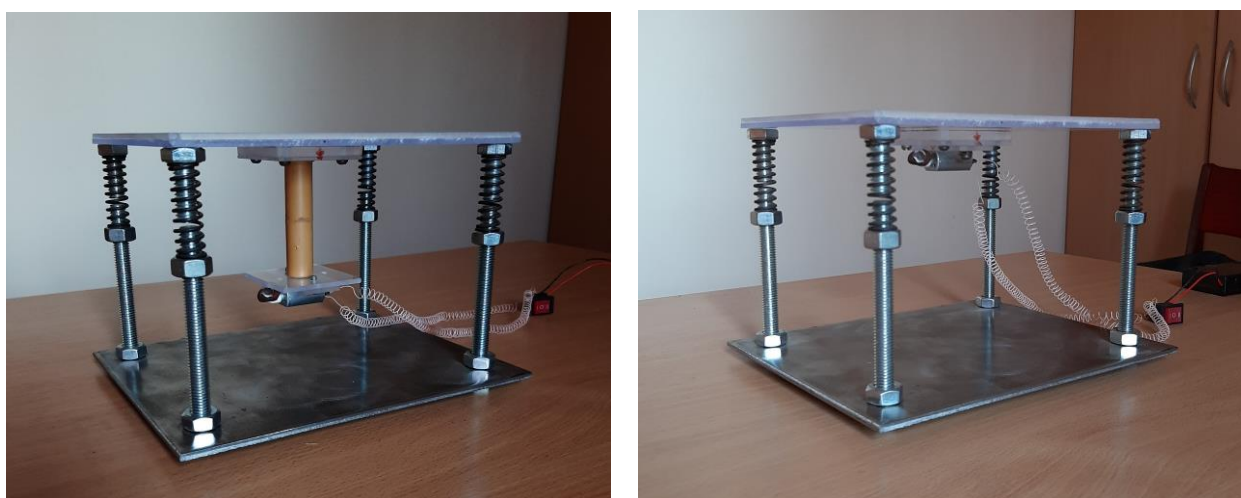
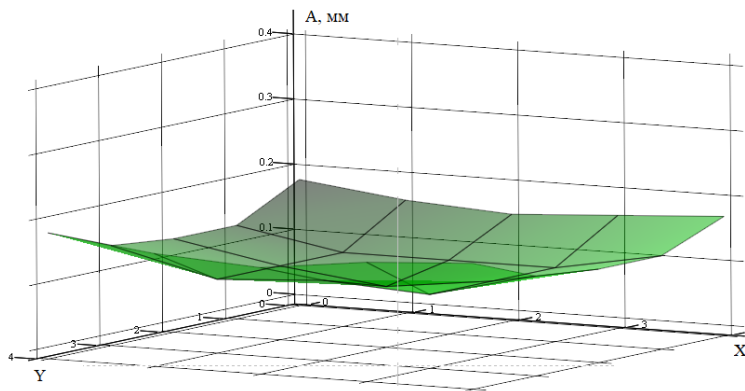


Рисунок 1 – Дослідна модель вібростолу з важелем

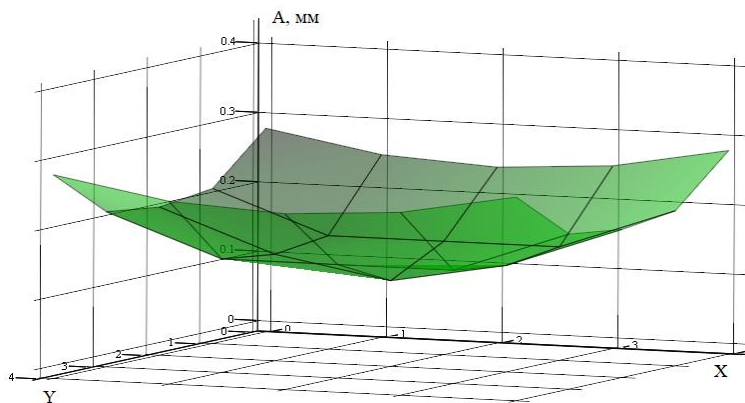
На металевій основі по кутах закріплені чотири стійки, на яких через пружні опори розміщується віброплита. Вона є робочим органом даного обладнання, на її поверхні проводилось вимірювання амплітуди. Пружні опори можуть регулюватися по висоті для отримання чіткого горизонтального положення робочого органу. Під віброплитою по центру знизу жорстко закріплений вертикальний важіль, до якого приєднаний вібратор. Він являє собою електродвигун з ексцентрично закріпленим на валу дебалансом. Довжина важеля складає 60 мм. Вібратор приводиться в дію від електричного блоку живлення. Розміри робочого органу – віброплити – $a \times b = 150 \times 200$ мм. Висота вібростолу – $h = 120$ мм.

Для визначення амплітуди на всій поверхні віброплити вимірювання проводилось у 25 точках. Це дало змогу більш докладно оцінити зміну амплітуди A , мм, на всій робочій поверхні та побудувати «поле амплітуд» без важеля та з важелем (рис.2-3).



$$A = \begin{matrix} & \begin{matrix} X \\ \begin{pmatrix} 0.18 & 0.16 & 0.15 & 0.16 & 0.17 \\ 0.13 & 0.1 & 0.1 & 0.1 & 0.13 \\ 0.13 & 0.1 & 0.08 & 0.1 & 0.13 \\ 0.14 & 0.1 & 0.11 & 0.1 & 0.14 \\ 0.18 & 0.16 & 0.15 & 0.17 & 0.18 \end{pmatrix} \end{matrix} \\ \begin{pmatrix} Y \end{pmatrix} \end{matrix}$$

Рисунок 2 – Величина вертикальної амплітуди коливань без важеля



$$A = \begin{matrix} & \begin{matrix} X \\ \begin{pmatrix} 0.28 & 0.25 & 0.24 & 0.25 & 0.28 \\ 0.21 & 0.15 & 0.15 & 0.15 & 0.21 \\ 0.2 & 0.14 & 0.11 & 0.14 & 0.2 \\ 0.21 & 0.15 & 0.15 & 0.15 & 0.21 \\ 0.28 & 0.25 & 0.24 & 0.25 & 0.28 \end{pmatrix} \end{matrix} \\ \begin{pmatrix} Y \end{pmatrix} \end{matrix}$$

Рисунок 3 – Величина вертикальної амплітуди коливань з важелем $L = 60$ мм

Варто зазначити, що в результатах вимірювання амплітуди віброколивань нас цікавили не величини числових значень, а характер їх зміни від застосування важеля: збільшуються вони чи зменшуються та в якому місці на віброплиті ця зміна відбувається.

Результати експериментального дослідження показали, що важільне розташування вібратора впевнено збільшує амплітуду віброколивань на поверхні віброплити. Аналізуючи побудовані 3-D поверхні, можемо стверджувати, що використання важеля та збільшення його довжини приводить до наступного:

1. Величина амплітуди віброколивань збільшується на всій поверхні віброплити.
2. Мінімальне збільшення амплітуди відбувається у самому центрі віброплити.
3. Максимальне збільшення амплітуди відбувається по кутах віброплити над віброопорами.

Проведений аналіз отриманих результатів показав доцільність використання розглянутої конструкції віброформуального обладнання завдяки покращенню її технологічності та підвищенню енергозбереження при виробництві бетонних виробів.

Література

1. Пат. 146691 Україна. МПК В28В 1/08 (2006.01). Вібростіл з важільним закріпленням вібробуджувача / 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. ДСТУ-Н Б А.3.1-34:2016. Настанова з виробництва бетонних і залізобетонних виробів. – Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2017.
3. Назаренко І. І. Вібраційні машини і процеси будівельної індустрії : навч. посіб. Київ : КНУБА, 2007. 230 с.

УДК 621.5

Срібнюк Степан Михайлович, к.т.н., професор
Орисенко Олександр Вікторович, к.т.н., доцент
Нестеренко Микола Миколайович, к.т.н., доцент
Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

ВІТРОВА УСТАНОВКА ДЛЯ ПІДЙОМУ ВОДИ

Одним із способів вирішення проблеми енергозбереження є використання альтернативних відновлювальних джерел та застосування технічних пристроїв, які дозволяють ці джерела використовувати при мінімальному впливові на навколишнє середовище. Останнім часом особливо широкого застосування набуває використання сонячної та вітрової енергій [1, 2], що обумовлено їх практично невичерпним запасом та відсутністю шкідливих викидів у атмосферу.

Однією з пропозицій для вирішення питання використання енергії вітру при підйомі води є установка, принципова схема якої показана на рис. 1. Ця установка використовує енергію вітру для приведенні в дію ерліфтного пристрою, що надає їй ряд переваг у порівнянні з прототипами [3, 4, 5], а саме таких як: простота конструкції, відсутність у насосі частин що рухаються чи обертаються, висока надійність та значний термін служби, можливість подачі води зі значної глибини, що є складним завданням для насосів інших типів.

Дана установка представляє собою вежу 7, на якій змонтовано обладнання, необхідне для підйому води, наприклад, із водоносного горизонту 1 свердловини 3, на поверхню з подальшим транспортуванням до споживача.

Принцип дії установки полягає в наступному. Як зображено на рис. 1, у верхній частині вежі 7 розміщено ротор 8, який сприймає енергію вітрового потоку та перетворює її на обертальний рух. Цей рух передається до компресора 9, що забезпечує подачу стисненого повітря до ерліфтної системи. Компресор встановлений на поворотній платформі, з'єднаний з нерухомою частиною установки через опорно-поворотний пристрій 12. Для автоматичного орієнтування установки відповідно до напрямку вітру, поворотна частина оснащена крилом 10, що виконує функцію флюгера.

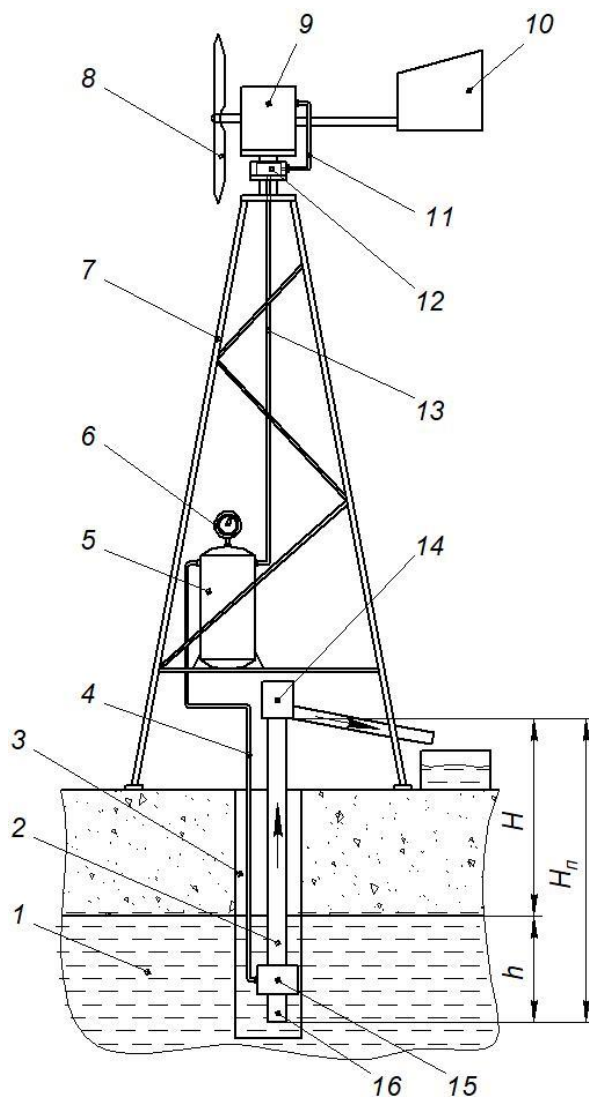


Рисунок 1 – Принципова схема водопідйомної установки

Компресор подає стиснене повітря через повітряну магістраль 11 до спеціального елемента, що входить до складу опорно-поворотного пристрою. Цей елемент забезпечує безперервне з'єднання між магістралями 11 та 13 під час обертання поворотної частини установки відносно вежі 7. Далі стиснене повітря через магістраль 13 надходить до ресивера 5.

Ресивер виконує функцію накопичення стисненого повітря в необхідному об'ємі та під відповідним тиском, що забезпечує стабільну роботу ерліфтного пристрою. Використання ресивера 5 у цій схемі також дозволяє компенсувати коливання подачі повітря, спричинені змінами вітрового навантаження на ротор 8. Тиск повітря в ресивері контролюється за допомогою манометра 6.

Далі стиснене повітря з ресивера подається по повітропроводу 4 до змішувача ерліфтного пристрою 15, де відбувається його взаємодія з водою, що надходить із водоносного шару 1 через трубу 16. У змішувачі формується водоповітряна суміш, густина якої нижча за густину звичайної води, що й забезпечує її підйом по трубі подачі 2. Висота підйому суміші над рівнем води у водоносному шарі H визначається глибиною розташування змішувача h , а також кількістю і тиском повітря, що подається компресором.

Після надходження водоповітряної суміші до відокремлювача 14 в ньому здійснюється розділення компонентів: повітря відокремлюється і випускається в атмосферу, тоді як очищена від повітря вода направляється до споживача.

Література

1. Титко Р. Відновлювальні джерела енергії (досвід Польщі для України): Навчальний посібник. / Р. Титко, В.М. Калініченко. – Варшава: OWG, 2010 – 530 с.
2. Півняк Г. Основи вітроенергетики: підручник / Г. Півняк, Ф. Шкрабець, Н. Нойбергер, Д. Ципленков ; М-во освіти і науки України, Нац. гірн. ун-т. – Донецьк: НГУ, 2015. – 335 с.
3. Вітронасосна установка: пат. 47771 Україна: F03D 7/00, F03D 7/04. / В.П. Коханевич, М.О. Шихайлов, В.Д. Потапов. – № и 2009 08455; заявл. 11.08.2009; опубл. 25.02.2010, бюл. № 4. – 5 с.
4. Вітронасосна установка: пат. 138565 Україна: F03D 9/28. / В.М. Головки, В.П. Коханевич, М.О. Шихайлов, Г.П. Душина, С.О. Кудря, В.І. Будько. – № и 2019 02299; заявл. 07.03.2019; опубл. 27.08.2019, бюл. № 16. – 6 с.
5. Ерліфт-аератор: пат. 147906 Україна: C02F 3/12. / В.К. Костенко, Я.О. Ляшок, М.І. Таврель, О.Л. Зав'ялова, Т.В. Костенко, О.П. Богомаз. – № и 2021 01108; заявл. 05.03.2021; опубл. 16.06.2021, бюл. № 24. – 5 с.

УДК 630.37: 621.225

Косолапов Віктор Борисович, к.т.н., доцент

Зверев Андрій Володимирович, аспірант

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

ВИМІРЮВАННЯ НЕСУЧОЇ ЗДАТНОСТІ АДСОРБЦІЙНОГО ШАРУ ПАР ЗА ДІЕЛЕКТРИЧНОЮ ПРОНИКНІСТЮ ДЛЯ ДІАГНОСТИКИ СТАНУ РОБОЧИХ РІДИН У ГІДРОПРИВОДІВ БДМ

Сучасні будівельні та дорожні машини обладнані об'ємними гідравлічними приводами, які забезпечують функціонування навісного технологічного обладнання. Однак аналіз показників надійності таких машин свідчить, що близько 70% відмов експлуатаційного характеру припадає саме на гідросистеми [1, 2]. Основною причиною є зношування поверхонь трибосполучень у граничному режимі змащення, що виникає при пульсаціях навантаження та критичних тисках у зоні контакту. Адсорбційний шар поверхнево-активних речовин (ПАР), який формується зі складу робочої рідини (РР), відіграє ключову роль у зниженні інтенсивності зношування. Він утворює структуровану, квазікристалічну плівку, що володіє властивостями діелектрика [3, 4]. Дослідження її діелектричної проникності (ϵ) може слугувати індикатором протизносних властивостей РР [4 - 6].

Метою роботи є обґрунтування застосування діелектричної проникності

адсорбційного шару ПАР як критерію оцінки його здатності до протидії зношуванню.

Традиційні методи вимірювання діелектричної проникності (згідно з ДСТ 22372-77) не дозволяють точно оцінити стан адсорбованої плівки через її малу товщину ($\sim 10^{-9}$ м) та особливості контактування шорстких поверхонь трибосполучення [7]. Тому був розроблений спеціальний пристрій (рис. 1), що включає контактну пару «кулька-площина», з можливістю мінімізації кількості окремих мікронерівностей, які контактують через адсорбований шар ПАР, а також дозволяє здійснювати контрольоване навантаження контакту.

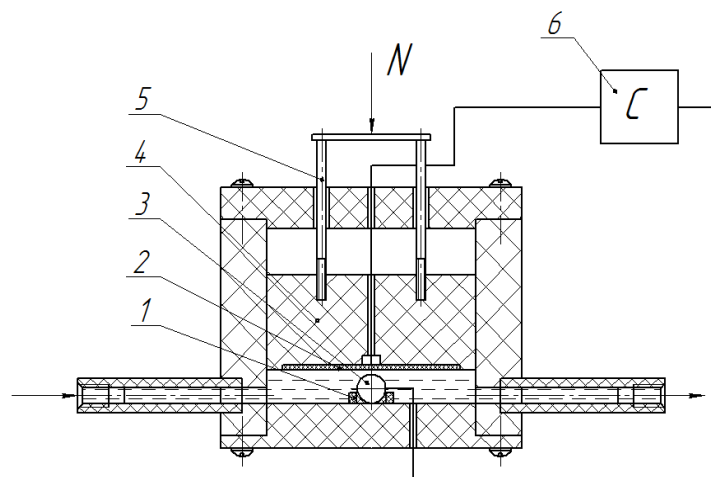


Рисунок 1 – Схема пристрою контролю електричної ємності мастильної плівки:

1 – фіксатор кульки; 2 – пластинчастий електрод; 3 – кулька; 4 – поршень; 5 – механізм навантаження; 6 – вимірник ємності

Електрична ємність (C) вимірювалася за допомогою прецизійного ємнісного вимірника, а діелектрична проникність розраховувалася за формулою:

$$\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_0} \cdot C \cdot \frac{d}{S},$$

де ε – діелектрична проникність речовини між обкладками; ε_0 – електрична постійна; S – площа обкладок конденсатора; d – відстань між обкладками.

Дослідження проводилися на зразках РР марки *Mobil DTE 13M* з різним наробітком у гідроприводі автогрейдера *АМКОДОР RD-165*.

Отримані дані показали, що із збільшенням навантаження у сполученні «кулька-площина» спостерігається збільшення ємності (рис. 2). В той же час, із збільшенням наробітку РР у гідросистемі машини гранична ємність у сполученні «кулька-площина» зменшується, але критичне навантаження, при якому відбувається її руйнування, зростає.

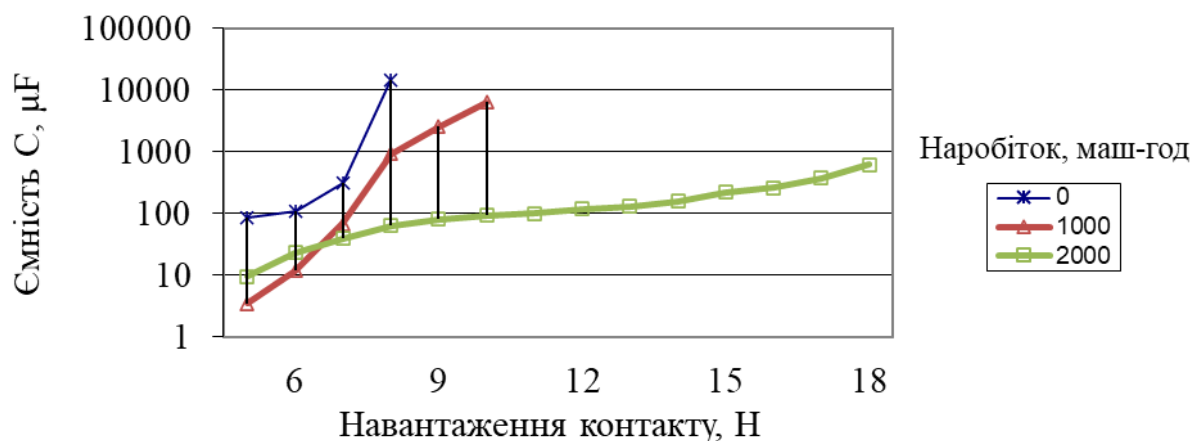


Рисунок 2 – Графік залежності електричної ємності від навантаження сполучення «кулька-площина»

Загалом, значення діелектричної проникності ϵ , для адсорбованого шару ПАР, коливаються в межах 10 – 800 ум. од. (рис. 3), що значно перевищує показники об'ємної діелектричної проникності РР ($\epsilon \approx 2,3 - 2,5$), що підтверджує його мезоморфний стан та високу структурованість.



Рисунок 3 – Графік залежності діелектричної проникності адсорбованого шару ПАР від навантаження сполучення «кулька-площина»

Висновки

1. Адсорбований шар ПАР є окремим фазовим станом, властивості якого суттєво відрізняються від об'ємних властивостей РР.
2. Діелектрична проникність є чутливим показником стану адсорбованого шару ПАР та може використовуватися для оцінки протизносних властивостей РР.
3. Запропонована методика вимірювання дозволяє мінімізувати похибки, пов'язані з малими розмірами адсорбційного шару.

Література

1. Ничке В.В. Надежность прицепного и навесного оборудования тракторов / Ничке В.В. – Харьков: Вища школа, 1985. – 152 с.
2. Войтов В. А. Конструктивна зносостійкість вузлів тертя гідромашин. Частина II : Методологія моделювання граничного змащення в гідромашинах. Харків : Центр Леся Курбаса, 1997. 152 с.
3. Надмолекулярные структуры жидких смазочных сред и их влияние на износ технических систем / уклад. Лисіков Є.М., Косолапов В.Б., Воронін С.В. – Харків, 2009. – 273 с
4. Григоров, А.Б. Діелектрична проникність, як комплексний показник, що характеризує зміну якості моторних олів у процесі їхньої експлуатації / А.Б. Григоров, П.В. Красножицький, С.А. Слободської // Вісник національного технічного університету «ХПІ». – 2006. – №25. – С. 169-175.
5. Диэлектрическая проницаемость моторных и трансмиссионных масел транспортных машин / И. С. Наглюк, А. Б. Григоров // Наукові нотатки. – 2010. – Вип. 28. – С. 349-352.
6. Косолапов В.Б. Исследование влияния микрогеометрии металлических поверхностей на процесс адсорбции ПАВ / В. Б. Косолапов, Ю. В. Рукавишников. // Вестник ХНАДУ : сб. научн. тр. – Харьков. – 2015. – №69. – С. 29 – 32.
7. ДСТ 22372-77. Рідини гідравлічні. Методи випробувань. – К.: Держстандарт, 1977. – 25 с.

УДК 621.874.6:620.1

Лаврик Валерій Павлович, к.т.н., доцент
Суглобов Володимир Васильович, д.т.н., доцент
Горячун Володимир Вікторович, аспірант
Державний вищий навчальний заклад
«Приазовський державний технічний університет»

ОСНОВНІ ВИМОГИ ДО МАТЕРІАЛІВ ВАКУУМНИХ ЗАХВАТІВ У ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМАХ

Вакуумні захватні пристрої широко застосовуються у підйомно-транспортному обладнанні для переміщення об'єктів із великою плоскою поверхнею, забезпечуючи щільний контакт між матеріалом та присоскою. Такі захвати ідеально підходять для транспортування листового металу, вага якого може сягати 50 т. Завдяки універсальності вакуумного методу він використовується для переміщення виробів незалежно від їхнього матеріалу. Однією з головних переваг вакуумного захвату є простота регулювання робочих параметрів у процесі транспортування. Крім того, цей метод не змінює фізико-механічних властивостей матеріалу, на відміну від магнітних захватів, які можуть викликати вторинну намагніченість металевих виробів.

Ключовим компонентом вакуумного захватного пристрою є присоски, які

забезпечують надійний контакт із вантажем і створюють необхідне розрідження для його утримання. Вибір матеріалу присосок визначає експлуатаційну надійність, довговічність і безперебійність роботи захватного пристрою. Основні вимоги до матеріалу присосок включають:

- 1) стійкість до механічного зношування, що дозволяє мінімізувати витрати на заміну та продовжити термін експлуатації;
- 2) еластичність, яка забезпечує ефективне прилягання до поверхні металу незалежно від його геометричних особливостей;
- 3) температурну стійкість, що гарантує збереження властивостей матеріалу при змінних температурних умовах.

Матеріал присосок має відповідати характеристикам матеріалу вантажу, що транспортується. Для листового металу переважно використовуються присоски з жорсткого пластику або спеціальних еластомерів, що здатні працювати при підвищених температурах. Найкращими матеріалами для вакуумних захватів є еластомери, які характеризуються високими показниками гнучкості, в'язкості та здатністю до оборотної деформації. Еластомірні присоски ефективно зберігають свої механічні властивості навіть за дії динамічних та статичних навантажень у складних виробничих умовах. Визначення оптимального складу еластомерів для вакуумних присосок залишається актуальним завданням, що потребує подальших досліджень.

УДК 62–752.6

Лютенко Василь Єгорович, к.т.н., с.н.с.,

Тимошенко Андрій Русланович, магістрант,

Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

УДОСКОНАЛЕННЯ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ ВІБРОЗАХИСНОЇ СИСТЕМИ ДЛЯ ОБРОБЛЕННЯ ДЕТАЛЕЙ ТИПУ ТІЛ ОБЕРТАННЯ

Актуальними питаннями в машинобудівній галузі є зростання продуктивності праці, підвищення точності механічної обробки деталей, покращення якості поверхонь, що обробляються, які пов'язані з розробленням та удосконаленням вібраційної стійкості устаткування.

Вібраційні навантаження не дозволяють 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-приспосовування-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.

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.

Створення нових типів машин, а також удосконалення існуючих постійно вимагають уточнення методів їх розрахунку, що також пов'язано із необхідністю вивчення питань динаміки віброгасників як основного елемента віброзахисної системи.

Відомі три категорій віброгасників. До них відносяться: віброгасники ударного типу; тертя; динамічні.

Відомий [1] віброгасник в'язкого тертя, який може використовуватися в машинобудуванні при металообробці для гашення коливань при токарній і шліфувальній операціях деталей типу тіл обертання. Конструкція віброгасника поглинає енергію коливань за рахунок в'язкого тертя в автоматично налагодженому діапазоні.

Відома [2] запропонована конструкція віброгасника ударної дії, який може бути використаний для зниження рівня вібрації на більш високих частотах. Під час роботи віброгасник розсіює енергію коливань за рахунок удару маси віброгасника по основній масі, що коливається.

Відома також конструкція динамічного самонастроюваного гасника коливань [3]. Гасник може бути використаний в машинобудуванні для захисту від вібрації різних об'єктів.

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, робота яких основана на розсіюванні енергії коливань.

Більшість із конструктивних методів реалізується тільки на стадіях створення обладнання і його монтажу. Балансування і використання гасників найбільш підходить для змонтованого верстата.

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 і дослідження віброгасника, як основного елемента віброзахисної системи, котрий відповідав би вище переліченим вимогам.

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

Для теоретичних досліджень віброгасника нами розроблена розрахункова схема гашення коливань.

Використання числових методів інтегрування диференціальних рівнянь математичної моделі дозволяє використовувати запропоновану методику для розрахунку динамічних навантажень у механічних системах гашення коливань з використанням віброгасників.

В роботі на основі аналізу тенденцій розвитку технологічного обладнання призначеного для підвищення вібраційної стійкості верстатів для обробки деталей типу тіл обертання та існуючих технічних рішень віброгасників, а також з використанням математичного застосунку MathCAD, досліджено вібраційну систему в основу якої полягає зміна інерційних і жорсткісних властивостей віброзахисної конструкції.

В роботі визначені переміщення, швидкості та прискорення ланок віброзахисної системи з віброгасником, а також теоретично досліджено, з використанням математичного програмного середовища MathCAD, їх динаміку.

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 621.87

*Мусаєв Заур Разилович, к.т.н., доцент
Харківський національний автомобільно-дорожній університет*

АНАЛІЗ СПОСОБІВ ГАЛЬМУВАННЯ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ КРАНІВ ПРИ ДІЇ ВІТРОВИХ НАВАНТАЖЕНЬ

Відомо, що навіть невеликий вітер робочого стану впливає на експлуатаційну надійність вантажопідйомних кранів, які працюють на відкритих майданчиках. Вітрові навантаження можуть значною мірою впливати на стійкість крана, а також створювати додаткові динамічні навантаження, що ускладнюють процес гальмування. Так, кран, загальмований механічними гальмами, може бути приведений у рух вітром зі швидкістю 20...25 м/с [1]. У разі уgonу крану вітром він може рухатися з наростаючою швидкістю до моменту зіткнення з іншими кранами або кінцевими упорами, що створює значну небезпеку як для самого обладнання, так і для персоналу.

До уgonу крана вітром можуть призводити не лише стійкі вітрові потоки, але й короткочасні пориви вітру в поєднанні з дією інерційних сил при гальмуванні. Внаслідок цього характер розвитку процесу гальмування може бути складним і непередбачуваним, оскільки він визначається як різким, так і поступовим сповільненням руху крана. У таких умовах стає необхідним застосування ефективних методів гальмування, які забезпечать контрольовану зупинку крана без надмірних динамічних навантажень.

Різке гальмування може спричинити розгойдування вантажу, появу підвищених перекісних сил, а також зростання динамічних навантажень на металоконструкції крана. Це, у свою чергу, може призвести до пошкодження механізмів, виходу з ладу окремих вузлів крана, а в найгіршому випадку – до аварії. З метою уникнення різкого гальмування машиністи кранів часто змушені зменшувати гальмівні моменти колодкових гальм до критичних значень, що робить кран вразливим до вітрового впливу.

На сьогодні динаміка руху вантажопідйомного крана під впливом сильного вітру, а також процес його ефективного гальмування залишаються недостатньо вивченими [2]. Це зумовлено низкою труднощів, серед яких слід відзначити випадковий характер вітру, його змінність у часі, розподіл за розміром і напрямком. Тому актуальним завданням є розробка методів раціонального гальмування кранів, що дозволять мінімізувати ризики аварійних ситуацій та забезпечити їхню стабільну роботу в умовах дії змінних вітрових навантажень.

Окрім цього, варто враховувати питання довговічності гальмівних систем. Інтенсивна експлуатація механізмів гальмування в умовах підвищеного

вітрового навантаження може призвести до їхнього прискореного зносу, що вимагає регулярного технічного обслуговування та заміни деталей. Таким чином, вибір оптимального способу гальмування повинен базуватися не лише на забезпеченні безпеки експлуатації крана, але й на економічній доцільності впровадження відповідних технологічних рішень [3].

Одним з ефективних способів гальмування вантажопідйомних кранів при русі під впливом вітру є використання режиму гравітаційного гальмування. Цей метод базується на застосуванні спеціальних похилих криволінійних профілів, які встановлюються в тупикових ділянках підкранової колії. Така конструкція дозволяє ефективно використовувати силу тяжіння для контрольованого уповільнення руху крана без необхідності значного втручання з боку оператора. Гравітаційне гальмування передбачає, що при досягненні тупикової зони кран починає рухатись по похилій поверхні, яка спрямована вгору. Це викликає поступове зменшення швидкості через дію сили тяжіння та опору кочення. Висота та кут нахилу похилого профілю визначаються з урахуванням маси крана, максимальної допустимої швидкості руху та інших динамічних параметрів. Попри значні переваги, застосування гравітаційного гальмування має певні обмеження. Зокрема, ефективність цього методу залежить від конструктивних особливостей підкранової колії, що може потребувати додаткових витрат на її модифікацію. Крім того, у випадку зміни маси крана або умов експлуатації може виникнути необхідність у коригуванні параметрів нахилу профілю.

Для підвищення ефективності гравітаційного гальмування перспективним напрямком розвитку є інтеграція цього методу з інтелектуальними системами контролю, які дозволяють у реальному часі адаптувати параметри гальмування залежно від поточних умов експлуатації.

Таким чином, використання гравітаційного гальмування є раціональним рішенням для підвищення безпеки та надійності вантажопідйомних кранів в умовах вітрового навантаження. Подальші дослідження у цій галузі сприятимуть вдосконаленню даної технології та її широкому впровадженню у промисловій експлуатації. Передні, по ходу руху, колеса крану (рис. 1) наїжджають на похилі криволінійні профілі, тоді як задні колеса крану залишаються на горизонтальній ділянці шляху і, таким чином, кран здійснює плоский рух у вертикальній площині, при якому кінетична енергія частин, що рухаються, перетворюється в потенційну енергію підйому центру мас, що рухаються, на висоту h , обумовлену співвідношення $h_k = V^2 / 2g$, де V - швидкість наїзду на гравітаційний упор, м/с. Передні колеса крану при цьому піднімуться на висоту h_n , значення якої, приблизно удвічі більше висоти підйому центру мас h_k .

Після досягнення краном верхнього положення відбувається його відкіт на відстань, що не перевищує гальмівний шлях крану. Одним з важливих питань при розробці гравітаційних пристроїв гальмування та зупинки крану є вибір раціонального профілю криволінійних, що направляють, що забезпечує мінімальний гальмівний шлях при заданій величині уповільнення.

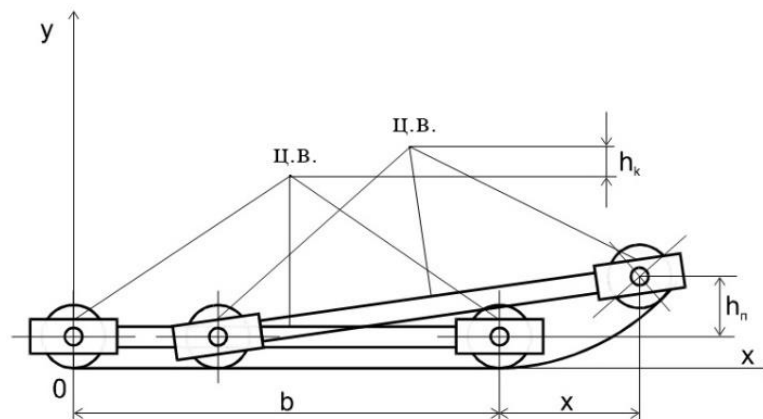


Рисунок 1 – Схема гравітаційного гальмування

Висновки

Сучасні способи гальмування вантажопідйомних кранів при роботі з вітровими навантаженнями не забезпечують повної безпеки та експлуатаційної надійності. Гравітаційне гальмування, в порівнянні з іншими, є найбільш ефективним.

Література

1. Бондаренко С. В. Дослідження вітрових навантажень на вантажопідйомні крани. – Київ: Видавництво Логос, 2017. – 280 с.
2. Петренко В. О. Вплив атмосферних факторів на роботу будівельних кранів. – Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2019. – 245 с.
3. Сидоренко Л. П. Оптимізація методів гальмування вантажопідйомних механізмів. – Дніпро: Український державний університет науки і технологій, 2021. – 312 с.

УДК 666.9.033

Нестеренко Микола Миколайович, к.т.н., доцент
 Склярєнко Тарас Олександрович, к.т.н., доцент
 Бугрова Тетяна Миколаївна, к.т.н., доцент
 Гавріков Володимир Володимирович, аспірант
 Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

СИСТЕМА ЛОКАЛЬНОЇ ПОДАЧІ ЦЕМЕНТНОГО МОЛОЧКА АБО МОДИФІКУЮЧИХ КОМПОНЕНТІВ В ЗОНУ УЩІЛЬНЕННЯ БЕТОННОЇ СУМІШІ

У процесі виготовлення бетонних виробів одним із критичних етапів є ущільнення бетонної суміші, від якості якого залежать міцність, довговічність та експлуатаційні характеристики кінцевого продукту. Традиційні методи ущільнення, що базуються виключно на вібраційному впливі, не завжди забезпечують достатню однорідність матеріалу, особливо в умовах складної

геометрії форм, великої товщини шару.

Однією з основних проблем є нерівномірний розподіл рідкої фази в бетонній суміші, що призводить до утворення порожнин, зон із надлишком води або сухих включень. У результаті знижується щільність і однорідність структури, погіршується зчеплення між цементним каменем і заповнювачем, зростає ризик виникнення тріщин у процесі експлуатації конструкції.

В умовах низьких температур, додатково актуальною стає проблема недостатньої морозостійкості бетону, що потребує введення спеціальних добавок безпосередньо у процесі ущільнення.

З огляду на зазначене, виникає потреба у вдосконаленні технології ущільнення шляхом поєднання вібраційного впливу з цільовим дозованим введенням активних рідких компонентів (цементного молочка, хімічних добавок) безпосередньо у зону ущільнення. Це дозволяє інтенсифікувати формування щільної мікроструктури бетону, забезпечити рівномірний розподіл в'язучого, запобігти розшаруванню суміші та суттєво покращити експлуатаційні характеристики кінцевого виробу.

У цьому контексті особливо актуальним є застосування інноваційних систем з глибинним вібробуджувачем та локальною подачею рідин під тиском через форсунки, що інтегровані у віброінструмент. Проблематика впровадження таких рішень охоплює питання оптимізації конструкції системи подачі, синхронізації вібраційного та гідравлічного впливу, а також визначення раціональних параметрів тиску, витрати та моменту введення суміші залежно від властивостей бетонного складу. Розроблена схема обладнання

На рисунку 1 зображено принципову схему обладнання, розроблену для покращення процесу ущільнення бетонної суміші за рахунок локального введення цементного молочка або інших рідких модифікуючих компонентів безпосередньо в зону ущільнення.

Система складається з кількох функціональних вузлів, які працюють у взаємозв'язку для забезпечення ефективної подачі та інжекції підготовленої суміші в бетонне середовище. У вихідний бак подається вода, цемент, а також за необхідності – морозостійкі або пластифікуючі добавки. У баку встановлена мішалка, яка приводиться в дію електродвигуном. Вона забезпечує перемішування компонентів до утворення однорідної суспензії – цементного молочка, що є ключовим для рівномірного збагачення бетонної суміші в процесі ущільнення.

Після приготування рідини, вона подається насосом у напірну гідросистему. В лінії після насоса встановлено запобіжний електричний клапан, який контролює робочий тиск. У разі перевищення допустимого тиску в системі, клапан автоматично спрацьовує, вимикаючи насос, чим запобігає аварійним ситуаціям та пошкодженню компонентів. Для стабілізації тиску в системі передбачено гідроаккумулятор, який забезпечує буферну подачу рідини між циклами роботи насоса, зменшуючи кількість включень/виключень та вирівнюючи імпульси тиску.

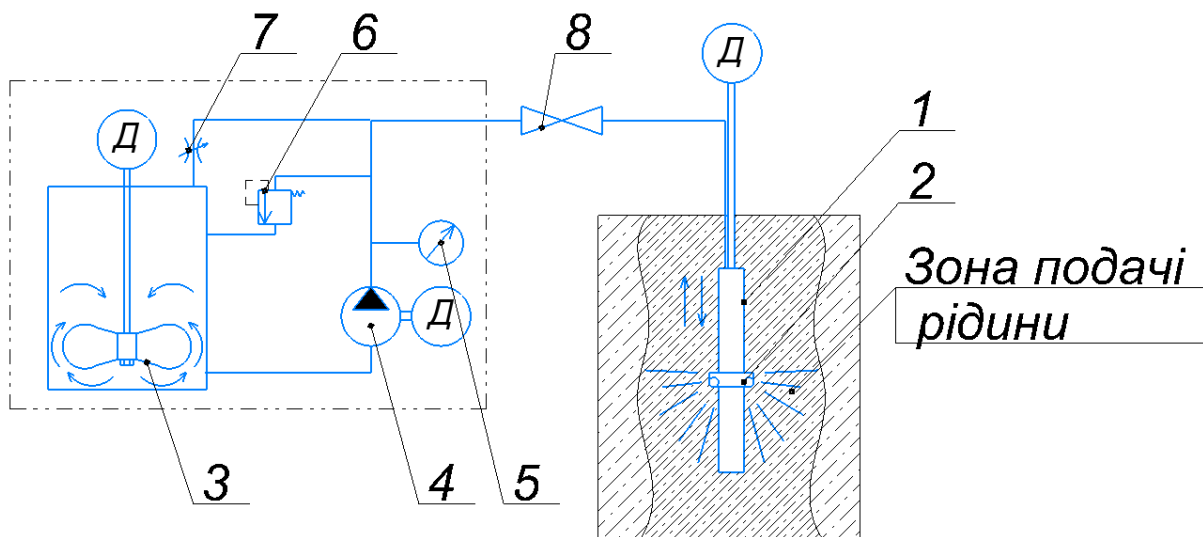


Рисунок 1 – Принципова схема системи локальної подачі цементного молочка або модифікуючих компонентів в зону ущільнення бетонної суміші:

1 – глибокий вібратор, 2 – насадка, 3 – бак з електричною мішалкою, 4 – насос, 5 – манометр, 6 – клапан запобіжний, 7 – дросель, 8 – кран

Підготовлена рідина транспортується до глибокого віброзбуджувача, оснащеного вібраційною булавою з вбудованими жиклерами. Під час ущільнення бетонної суміші, жиклери впорскують цементне молочко під тиском безпосередньо в зону ущільнення. Такий підхід забезпечує локальне збагачення бетонної структури рідкою фазою, що покращує змочування заповнювача, зменшує кількість пор і сприяє формуванню щільної, однорідної бетонної маси з підвищеними фізико-механічними характеристиками. Злагоджена робота системи забезпечується електронним блоком керування, який відповідає за запуск і зупинку мішалки, насоса, контроль рівня тиску та активацію аварійного клапана.

УДК 62-1/-9

Васильєв Євген Анатолійович, к.т.н., доцент

Тараненко Дмитро Валерійович, аспірант

Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

ОПТИМІЗАЦІЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ БЕТОНОЗМІШУВАЧА ПРИМУСОВОЇ ДІЇ

У виробництві бетонних сумішей процес змішування відіграє вирішальну роль, оскільки саме на цьому етапі формується структура майбутнього матеріалу [1]. Якість змішування безпосередньо впливає на однорідність суміші, рівномірний розподіл компонентів, а отже — на експлуатаційні характеристики кінцевих виробів, такі як міцність, тріщиностійкість та довговічність. Недостатньо ефективне або нерівномірне змішування може звести нанівець навіть найякісніше підібрані складові бетону. У зв'язку з цим

удосконалення процесу змішування набуває особливої актуальності, зокрема через зростання обсягів будівництва та підвищення вимог до якості будівельних матеріалів. Одним із перспективних рішень є використання інноваційних змішувальних установок, здатних забезпечити високу ефективність та однорідність бетонних сумішей навіть у складних умовах виробництва [2].

Можливим варіантом вирішення покращених умов змішування можуть стати малогабаритні установки які поєднують переваги змішувачів як гравітаційної та і примусових дій. А саме конструкція мобільного гравітаційного змішувача примусової дії дає гнучку можливість для модернізації та покращення.

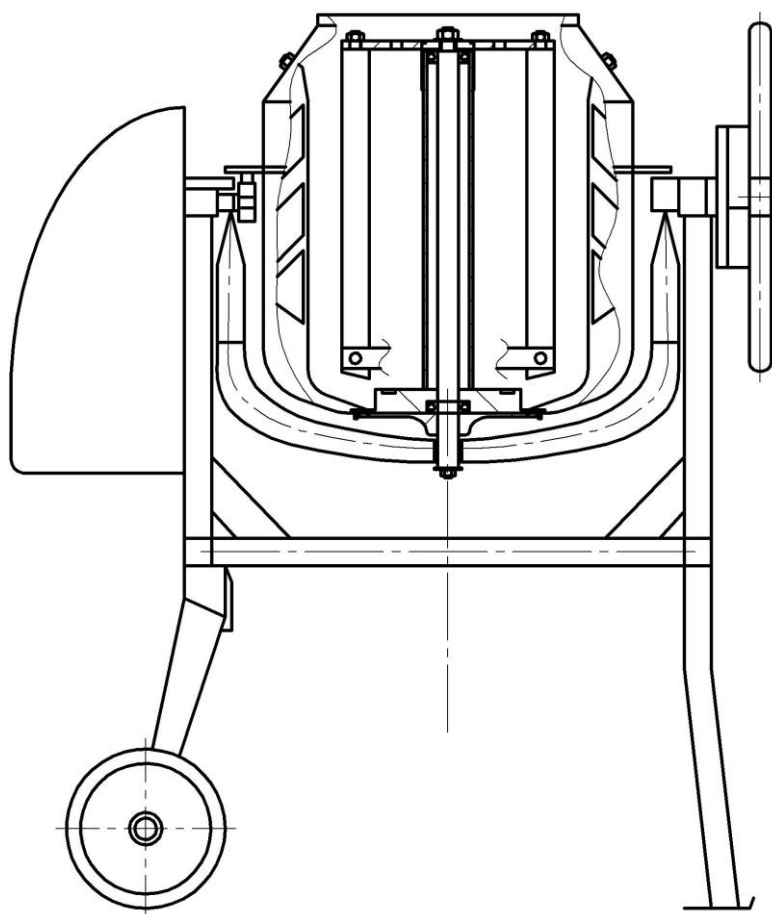


Рисунок 1 – Мобільний гравітаційний бетонозмішувач примусової дії

Конструкція змішувача обладнана валом на який можуть встановлюватися різні види лопаток. Тому в процесі експлуатації з'явилася ідея покращення змішування для малагабаритного змішувача примусової дії у вигляді створення робочого органу який би зміг покращити змішування додавши більше хаотичніший рух частинок суміші, звичайним обертотним рухом.

Першоідея полягала в тому що збільшення опорних сил для суміші створили би покращені умови для якості перемішування суміші, однак завелика металоємність конструкції лопаток сильно зменшувала б робочий ресурс самого змішувача, що перешкоджало би довгій та ефективній роботі.

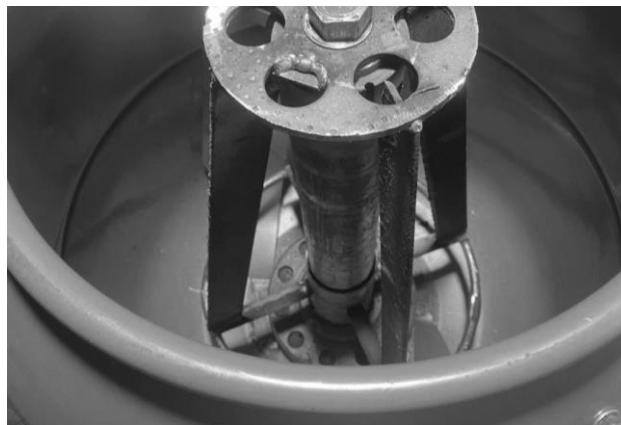


Рисунок 2 – Першоїдея конфігурації лопатей в малогабаритному змішувачі

Тому ця ідея покращених лопаток зазнала ряду змін, наприклад це відмова від зайвої металомісткості. Але тоді робочі поверхні лопаток, що взаємодіють із сумішшю, створювали б недостатній на неї вплив. Модернізація даного виду лопаток представляє собою конусоподібну конструкцію, перетягнуту на половину сіткою типу рабиці. Сили, які виникають під час обертання барабану, дають змогу суміші набрати певну швидкість, через неповне затягнення конструкцією сіткою це дасть змогу при необхідності використання заповнювача проходити скрізь сітку, щоб уникати скупчення його біля валу.



Рисунок 3 – Дороблена ідея конфігурації лопатей

Припускається, що завдяки покращеній взаємодії лопатей із середовищем, змішування досягається більш інтенсивне й рівномірне, перемішування компонентів скорочується, а час приготування суміші та енергоспоживання знижується без втрат якості [3].

Дослідивши процеси, які виникають при змішуванні можна зробити висновок, що встановлення лопатей з більш складною геометрією свідчить про доцільність застосування лопаток, які стають не просто технічно можливими, а стратегічно вигідними рішеннями. Такий конструктивний підхід не лише вдосконалює сам процес змішування, а й перетворює його на більш керований і енергоощадний.

Література

1. Васильєв Є.А., Тараненко Д.В. Перспективна конструкція мобільного гравітаційного бетонозмішувача примусової дії. Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки. Матеріали VII Всеукраїнської науково-технічної конференції, 25 квітня 2024 р. : Полтава, НУПП імені Юрія Кондратюка, 2024. С. 73 – 74.
2. Desai, A., Bhutani, H., Chavan, A., Chitnis, A., & Chowdhary, D. Design and Analysis of a Portable Concrete Mixer. International Research Journal of Engineering and Technology. Vol 8. № 7. P 4371-4376.
3. Мікульонок І. О. Інноваційні змішувачі хімічної технології : монографія. Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2022. 132 с.

УДК 624.078.4:621.65:691.175

Сальніков Роман Юрійович, аспірант

Вірченко Віктор Вікторович, к.т.н., доцент

Рудик Ростислав Юрійович, аспірант

Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

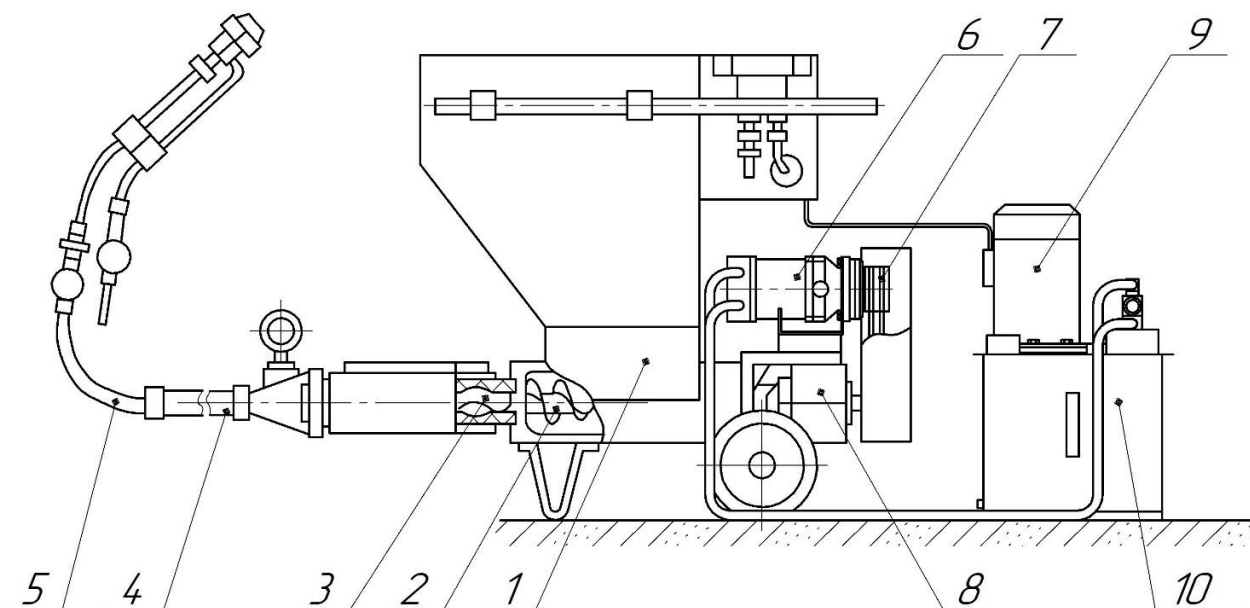
УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ШПАКЛЮВАЛЬНОГО АГРЕГАТУ ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ПОДАЧІ БУДІВЕЛЬНИХ СУМІШЕЙ РІЗНОЇ В'ЯЗКОСТІ

На сучасному етапі розвитку будівельної галузі все більша увага приділяється підвищенню ефективності виконання оздоблювальних робіт, зокрема процесів механізованого нанесення шпаклівок, ґрунтовок, фарб та інших будівельних сумішей. Використання механізованих агрегатів у цих процесах дозволяє не лише зменшити витрати ручної праці, а й значно підвищити продуктивність і якість покриттів.

Одним із найбільш поширених у практиці вітчизняного будівництва є агрегат СО-150, який забезпечує подачу та нанесення оздоблювальних сумішей за допомогою гвинтового насоса. Проте аналіз його експлуатаційних характеристик виявив низку обмежень, пов'язаних із недостатньою потужністю електроприводу, відсутністю точного регулювання подачі матеріалу та зниженням ефективності при роботі з сумішами підвищеної густини або великим розміром частинок.

У зв'язку з цим постає задача вдосконалення конструкції шпаклювального агрегату шляхом інтеграції гідравлічного приводу, що дозволить розширити діапазон технологічних можливостей, покращити стабільність подачі матеріалу та зменшити ймовірність блокування системи.

Гідропривід забезпечує більш гнучке управління параметрами подачі, адаптуючи агрегат до конкретних умов експлуатації та властивостей будівельної суміші (Рис. 1).



*Рисунок 1 – Удосконалена конструкція шпаклювального агрегату для підвищення ефективності подачі будівельних сумішей різної в'язкості:
1 – бункер; 2 – шнековий живильник; 3 – гвинтовий насос; 4 – нагнітальна камера; 5 – трубопровід; 6 – гідромотор; 7 – шків; 8 – редуктор;
10 – маслостанція*

Пропонується технічне рішення з удосконалення конструкції шпаклювального агрегату на основі відомої моделі СО-150, що широко застосовується у будівельно-оздоблювальних роботах.

Основною інновацією є впровадження гідравлічного приводу шнекового живильника та гвинтового насосу, який дозволяє точно регулювати параметри подачі будівельних сумішей із різною в'язкістю та крупністю твердих частинок.

Проаналізовано недоліки традиційної конструкції, зокрема недостатню потужність електроприводу для роботи з густими або крупнозернистими матеріалами, з причини нестабільної подачі та зниження якості нанесення. Запропонована модернізація забезпечує стабільну роботу системи подачі суміші, зменшує навантаження на механічні вузли, а також підвищує загальну продуктивність агрегату.

Розглянуто принцип дії вдосконаленої конструкції, її функціональні можливості та переваги перед традиційними рішеннями. В роботі також міститься обґрунтування технічної доцільності запропонованого рішення та перспективи його застосування в умовах сучасного будівництва.

Запропонований шпаклювальний агрегат складається з традиційних елементів: завантажувального бункера, шнекового живильника, гвинтового насоса, напірного рукава та вудочки. Основна інновація полягає у впровадженні гідравлічного приводу шнека, що включає гідромотор, клинопасову передачу, редуктор та маслостанцію.

Гідромотор приводиться в дію через маслостанцію, яка забезпечує точне налаштування частоти обертання шнека залежно від властивостей суміші. Це дозволяє уникнути блокування живильника та гвинтового насосу, знижує навантаження на вузли агрегату та забезпечує рівномірну подачу матеріалу.

Робочий процес починається з подавання будівельної суміші до завантажувального бункера, звідки вона шнековим живильником транспортується у всмоктувальну зону гвинтового насоса. Привід шнека здійснюється за допомогою гідромотора, частота обертання якого плавно регулюється через параметри гідравлічного потоку. Такий підхід дозволяє оператору адаптувати швидкість подачі матеріалу до умов конкретної задачі.

Гвинтовий насос забезпечує транспортування суміші до вудочки, з якої здійснюється нанесення на оброблювану поверхню. Стабільність подачі досягається за рахунок узгодженої роботи всіх елементів системи, зокрема завдяки впровадженню маслостанції, що підтримує необхідний тиск в гідросистемі.

Запропонована модернізація забезпечує ряд істотних переваг: стабільна подача сумішей із різною в'язкістю та крупністю фракцій, можливість плавного регулювання швидкості обертання шнека, зниження ймовірності закупорювання системи подачі, підвищення продуктивності та надійності агрегату, адаптація до роботи в умовах змінного складу матеріалів без потреби у зміні налаштувань електродвигуна.

Впровадження гідравлічного приводу шнекового живильника у шпаклювальному агрегаті дозволяє суттєво покращити його експлуатаційні характеристики, підвищити продуктивність та розширити сферу застосування. Запропонована конструкція має значний потенціал для використання у будівельно-оздоблювальних роботах, особливо в умовах змінних характеристик будівельних матеріалів.

Література

1. Головкін О.В. Універсальна розчинозмішувальна установка / О.В. Головкін, В.Б. Надобко, В.У. Уст'янець // *Прогрессивные технологии и машины для производства стройматериалов, изделий и конструкций: всеукр. конф.: тезисы докл.* – Полтава, 1996. – С. 98 – 100.
2. Агрегат штукатурно-смесительный СО-180 [Електронний ресурс]. – [Цит. 2007, 12 лютого]. – Режим доступу: <http://www.visma.narod.ru/nacoc-co-180.htm>. – Назва з титул. екрану.
3. Korobko B.O. Feed Solution in the Pipeline aith the Compensators Mortar Pump of Various Design Solutions Pressure Pulsations Degree Determination / B.O. Korobko, V.V. Virchenko, M.V. Shapoval. Feed Solution in the Pipeline aith the Compensators Mortar Pump of Various Design Solutions Pressure Pulsations Degree Determination // *International Journal of Engineering & Technology*, Vol 7, № 3.2 (2018). – P. 195 – 202. // *International Journal of Engineering & Technology*, Vol 7, № 3.2 (2018). – P. 195 – 202.

ОПТИМІЗАЦІЯ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ ВИРОБНИЦТВА БЕТОНУ З ТОЧКИ ЗОРУ ЕНЕРГОСПОЖИВАННЯ

Розглядаються питання підвищення енергоефективності систем живлення бетонозмішувальних установок. Запропоновано концепцію оптимізації схеми розташування бункерів та конвеєрів для зменшення енергоспоживання та підвищення продуктивності. Встановлено, що індивідуальне розташування бункерів з окремими конвеєрами дозволяє оптимізувати маршрути руху матеріалів, зменшити навантаження на приводи, забезпечити паралельне завантаження компонентів та суттєво скоротити час підготовки бетонної суміші.

Підвищення енергоефективності промислового обладнання є одним із ключових завдань сучасної інженерії, особливо в енергоємних галузях, таких як виробництво будівельних матеріалів. Бетонозмішувальні установки, які широко використовуються у будівельній індустрії, характеризуються значним споживанням електроенергії, зокрема у системах подачі та змішування компонентів. Оптимізація цих систем дозволить не лише скоротити експлуатаційні витрати, але й підвищити загальну продуктивність виробництва.

Актуальність дослідження обумовлена постійним зростанням цін на енергоносії, що підвищує собівартість будівельної продукції. Традиційні системи живлення бетонозмішувальних установок часто характеризуються нераціональним енергоспоживанням, що пов'язано з неоптимальними маршрутами транспортування матеріалів та послідовним режимом роботи. Розробка енергоефективних рішень у цій сфері має значний потенціал як для економічного, так і для екологічного аспекту виробництва.

Метою дослідження є розробка та обґрунтування нової концепції системи живлення бетонозмішувальної установки, спрямованої на зменшення енергоспоживання та підвищення продуктивності виробництва. Для досягнення поставленої мети визначено наступні завдання:

- ✓ аналіз енергоспоживання існуючих систем живлення;
- ✓ виявлення основних недоліків традиційних схем;
- ✓ розробка альтернативної концепції організації системи живлення;
- ✓ оцінка потенційної енергоефективності запропонованого рішення.

Дослідження проводилось шляхом комплексного аналізу існуючих систем живлення бетонозмішувальних установок, вивчення технічної документації, вимірювання енергоспоживання окремих компонентів та моделювання робочих процесів. Особлива увага приділялась оцінці ефективності транспортування матеріалів, навантаження на приводи конвеєрів та часовим параметрам виробничого циклу.

В результаті проведеного дослідження встановлено, що традиційна схема організації системи живлення бетонозмішувальної установки має ряд суттєвих

недоліків, серед яких:

- нерациональні маршрути руху матеріалів;
- ✓ підвищене навантаження на конвеєрні системи при транспортуванні різних компонентів;
- ✓ послідовний режим завантаження, що збільшує загальний час виробничого циклу;
- ✓ підвищена ймовірність виникнення заторів при змішуванні матеріалів різної фракції.

На основі виявлених недоліків запропоновано нову концепцію системи живлення, що передбачає індивідуальне розташування бункерів із окремими конвеєрами для кожного компонента. Така організація дозволяє:

Оптимізувати маршрути руху матеріалів, скорочуючи відстані транспортування.

Зменшити навантаження на приводи конвеєрів за рахунок розподілу матеріалів за окремими лініями.

Забезпечити паралельне завантаження різних компонентів, що скорочує час підготовки суміші на 15-20%.

Значно зменшити ризик виникнення заторів та пов'язаних з ними простоїв обладнання.

Попередні розрахунки показують, що впровадження запропонованої концепції дозволяє досягти зниження енергоспоживання на 12-18% при одночасному підвищенні продуктивності установки на 20-25%.

Запропонована концепція індивідуального розташування бункерів з окремими конвеєрами для системи живлення бетонозмішувальних установок має значний потенціал для підвищення енергоефективності та продуктивності виробництва бетону. Економічний ефект від впровадження такого рішення пов'язаний як зі зниженням експлуатаційних витрат, так і з підвищенням загальної продуктивності обладнання. Водночас, практична реалізація концепції потребує врахування додаткових інвестиційних та організаційних аспектів, що становить перспективу подальших досліджень у цьому напрямку.

Література

1. Levchenko, O., & Korobko, B. (2024). *Optimization of the concrete production process in terms of energy consumption. Technology audit and production reserves*, 6(1 (80)), 11-15.
2. Пазинюк, М. В. (2020). *Обґрунтування та розробка автоматизованої системи контролю енергоспоживання споживачів промислового виробництва при обслуговуванні ТОВ «Прикарпатенерготрейд» м. Івано-Франківськ.*
3. Шаповал, С. В. (2021). *СИСТЕМАТИЗАЦІЯ ПІДХОДІВ ДО ВИРІШЕННЯ ПРОБЛЕМИ ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ У БУДІВЕЛЬНІЙ ГАЛУЗІ. Комунальне господарство міст*, (161), 25-31.

ДО ПИТАННЯ ПІДВИЩЕННЯ ЗНОСОСТІЙКОСТІ ГУМОВИХ ФУТЕРІВОК БАРАБАННИХ МЛИНІВ

Гумові матеріали впевнено зайняли провідні позиції в якості конструкційного матеріалу зносостійких футеровок і покриттів поверхонь барабанних млинів, бункерів, рудоспусків, перевантажуючих вузлів, які безпосередньо контактують з матеріалом, що переробляється, чому сприяють здатності гум протистояти ударним навантаженням, витримувати значні цикли навантажень без руйнувань, відновлювати початкову форму після значних деформацій. Але ці здатності гумові покриття проявляють при “нормальних” навантаженнях, які діють на поверхні під кутами близькими 90^0 . Однак при ударах дотичних до поверхні різко зростає вірогідність механічних пошкоджень поверхні гуми гострими гранями абразивних та металевих зерен. Тому на зносостійкість гумових футеровок в початковий період значно впливають стан та якість поверхневого шару футеровок, що відображено в публікаціях, зокрема за участю автора[1].

З метою підвищення зносостійкості гумових футеровок барабанних млинів авторами запропонована конструкція, яка сполучує здатність гумових конструкцій сприймати нормальні ударні навантаження із поверхнею, здатною протидіяти пошкодженням при дотичних ударах [2].

Гумова футеровка [2] призначена для облицювання внутрішньої поверхні барабана млина при подрібненні мінеральних матеріалів і може бути застосована у різних галузях промисловості – гірничорудній, хімічній, будівельній тощо.

В основу конструкції поставлена задача підвищення зносостійкості гумової футеровки барабанного млина.

Поставлена задача досягається завдяки тому, що футеровка барабанного млина, що містить з'єднані між собою та внутрішньою поверхнею барабана, що обертається, футерувальні гумові плити, що армовані сталевими дискретними елементами, що мають виту, спіральну, циліндричну та замкнену форми і розміщені у верхніх шарах робочої поверхні плит у хаотичному порядку, причому відношення діаметру до довжини армувального елемента дорівнює 1,0 і складає 0,25 товщини футерувальної плити із загальною товщиною армованої зони до 0,6 товщини футерувальної плити.

Причому сталеві дискретні елементи виготовлені з середньовуглецевої сталі та мають рифлену зовнішню поверхню.

На рис 1 зображено розріз барабанного млина, що складається із безпосередньо металевого барабану 1 до внутрішньої поверхні якого посередництвом гвинтового з'єднання 2 закріплено футерувальні плити 3 з еластичного матеріалу (гуми), яка в зоні робочої частини футерувальної плити

армована сталевими дискретними елементами 4, що мають виту, спіральну, циліндричну та замкнену форми. Футеровка барабанного млина, у відповідності до корисної моделі, армована сталевими дискретними елементами 4 з середньовуглецевої сталі, що мають рифлену зовнішню поверхню для підвищення адгезійної міцності з'єднання з гумою футерувальної плити 3.

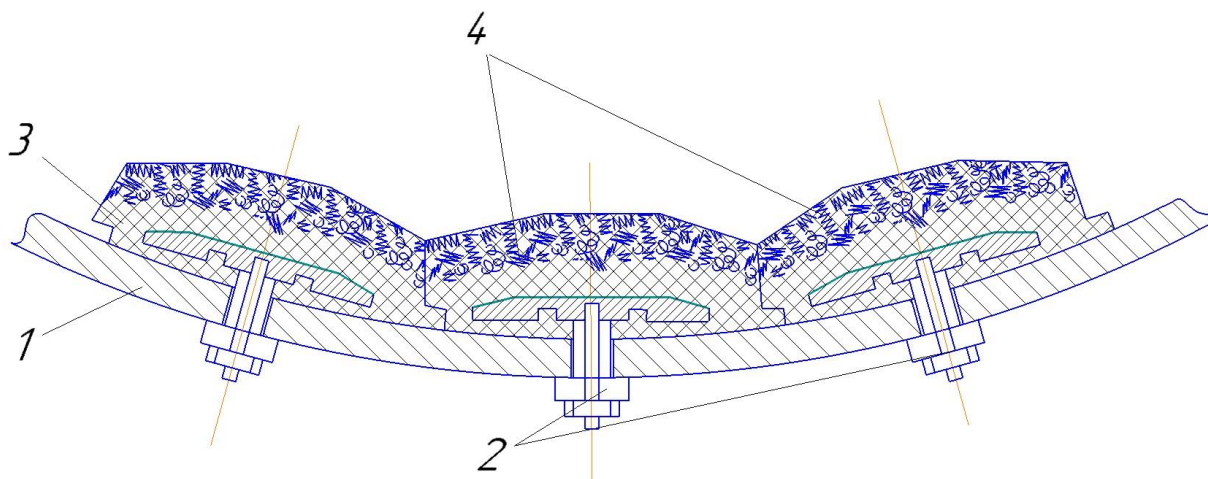


Рисунок 1 – Конструкція гумової футеровки за патентом на корисну модель № 154731 (Україна)

Хаотичне розташування, вита, спіральна, циліндрична і замкнена форма дискретних сталевих елементів та їх рифлена поверхня на відміну від існуючих армувальних елементів у вигляді: «каблуків», «стержнів», «шипів», забезпечує «низький показник дискретності» зносостійких включень в робочій поверхні гумової футеровки. При цьому, за умови великої кількості зносостійких поверхонь та їхніх площ, досягається ефект гарної самофіксації даних армувальних елементів в гумовому матеріалі футеровки. Таким чином абразивні та металеві частинки при ударному впровадженні в поверхню контактують з дискретними сталевими елементами, що значно зменшує вірогідність пошкодження гуми при дотичних ударах і ковзанні абразивних частинок по поверхні, не знижуючи можливість ефективної роботи гумових матеріалів в поєднанні з дискретними сталевими елементами витої, спіральної, циліндричної і замкненої форми при ударних навантаженнях. Окремою перевагою армування даного типу є також його економічна дешевизна. Для виготовлення футерувальних плит не потрібні додаткові спеціальні пристосування, фіксатори, позиціонери, тощо, процес виготовлення - класичний. Виті, спіральні елементи можуть бути виготовлені вручну, з недорогого матеріалу, в тому числі і із вторинної сировини.

Таким чином, застосування пропонованої конструкції дозволить інтенсифікувати процес подрібнення, досягти підвищення зносостійкості футеровки з гумових матеріалів.

Література

1. *Робочі поверхні і футеровки барабанних і вібраційних млинів / Франчук В.П., Настоящий В.А., Маркелов А.Є., Чижик Є.Ф. – Комсомольськ-Кременчук; Науково-виробниче видання, 2008. – 382 с.*

2. *Патент на корисну модель № 154731 (Україна). Футеровка барабанного млина. Автори: Настоящий В.А., Карпуцин С.О., Аулін В.В. Патент опубліковано 13.12.2023, бюл.№ 50, 2023.*

УДК 621.87

*Іваненко Олег Іванович, к.т.н., доцент
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 [1]. При цьому виникає питання, у якому важливим чинником становиться стійкість кранів при різних умовах роботи та різних вітрових навантаженнях. 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 [2].

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. 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 [3].

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 був взят 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. Ivanov, S., Petrov, A., & Ivanova, T. Analysis of Support Reactions in Tower Cranes Under Asymmetrical Loading. Journal of Civil Engineering and Management. – 2018. – Vol. 24(6). – pp. 478–486.

3. Назаренко Ю.О., Гриненко Л.В. Вплив параметрів основи на стійкість баштового крану. Вісник Придніпровської державної академії будівництва та архітектури. – 2017. – № 1(214). – с. 92–96.

УДК 621.874.6:621.01

*Лаврик Валерій Павлович, к.т.н., доцент
Суглобов Володимир Васильович, д.т.н., доцент
Горячун Володимир Вікторович, аспірант
Державний вищий навчальний заклад
«Приазовський державний технічний університет»*

ГЕОМЕТРИЧНІ ФОРМИ ПРИСОСОК І ПЕРЕВАГИ ВАКУУМНО-ЗАХВАТНОГО ПРИСТРОЮ

Вакуумні захватні пристрої, що використовуються для транспортування та монтажу металоконструкцій мостових кранів, включають маніпулятори, змонтовані на мобільному порталі, які оснащені траверсами з присосками. Присоски, розташовані в отворах траверс, є одним із ключових компонентів вакуумного захоплення, адже вони забезпечують безпосередній контакт із поверхнею виробу. Водночас вони є найбільш вразливими до механічних навантажень і пошкоджень елементами системи.

Геометрія присосок підбирається відповідно до форми предметів, що транспортуються. Так, круглі присоски оптимальні для підйому компактних і дрібних деталей, тоді як овальні моделі краще підходять для переміщення довгих та вузьких заготовок, зокрема листового металу. Крім того, завдяки можливості руху вздовж траверс присоски можуть адаптуватися до різних габаритів об'єктів, забезпечуючи надійне зчеплення.

Універсальність вакуумного методу захоплення дозволяє застосовувати його для транспортування об'єктів незалежно від матеріалу, з якого вони виготовлені. Важливою перевагою вакуумних захватів є їхня нейтральність щодо фізико-механічних властивостей матеріалу, що робить їх придатними для роботи з металами, на відміну від магнітних захоплень, які можуть викликати вторинну намагніченість виробів.

Основні переваги вакуумного захвату полягають у простоті експлуатації та універсальності застосування. Легкість інтеграції у конструкції підйомного обладнання спрощує його використання як у розробці машин, так і в технічному обслуговуванні. Вакуумні присоски дозволяють здійснювати гнучке регулювання сили захоплення, що дає змогу ефективно працювати як з дрібними компонентами, так і з великогабаритними листами металу, деревини чи меблевих елементів.

Оскільки сила утримання предмета визначається рівнем вакууму та площею контакту, регулювання цих параметрів дозволяє адаптувати вакуумний захват під специфічні завдання виробництва. Найефективнішим цей метод є для транспортування предметів із рівною поверхнею, оскільки забезпечує максимальну площу контакту та, відповідно, надійність зчеплення.

МОДЕРНІЗАЦІЯ НАВЧАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ МОСТОВОГО КРАНУ НА БАЗІ МІКРОКОНТРОЛЕРА ESP32

Наразі є велика кількість вантажопідіймальної техніки, механічна складова якої не є застарілою, а програмно-апаратна складова або застаріла, або повністю відсутня. Модернізація навчальної установки дозволить підтягнути її рівень до сучасності. Також, програмно-апаратний комплекс для навчальної установки, фактично, буде придатний до аналогічних робочих машин.

Модернізація навчальної установки полягає у встановленні програмно-апаратного комплексу на базі мікроконтролера ESP32, що дає можливість віддалено керувати установкою через смартфон чи комп'ютер.

Для реалізації системи керування був обраний мікроконтролер ESP32, що забезпечує підключення до WiFi-мережі та має достатній об'єм пам'яті для зберігання необхідного програмного забезпечення.

Для реалізації бездротового зв'язку використовується вбудований WiFi-модуль ESP32, що дозволяє мікроконтролеру підключатися до локальної мережі та взаємодіяти з іншими пристроями. Керування краном здійснюється через Web-інтерфейс – сайт у браузері смартфона чи ПК, який має кнопки управління рухом крану. Під час натискання кнопки формується відповідний запит, який через WiFi-мережу передається на мікроконтролер.

Програмна частина комплексу складається з прошивки мікроконтролера ESP32 та Web-інтерфейсу для керування краном. Прошивка реалізована на платформі Arduino з використанням бібліотек для роботи з WiFi, Web-сервером, файловою системою та I2C.

Web-інтерфейс реалізований у вигляді HTML-сторінки з використанням CSS для оформлення та JavaScript для взаємодії з користувачем. Файли інтерфейсу зберігаються у файловій системі SPIFFS мікроконтролера та передаються клієнту за запитом.

В мікроконтролері ESP32 є певні цифрові піни, які можуть виводи лише один рівень напруги 3.3В[1]. Ці піни будуть керуючими – вони будуть замикати реле, яке в свою чергу підключається до контактору, що стоїть в силовій частині крану, та керує моторами РД-09. Один двигун відповідає одній осі руху каретки на крані. Всього осей руху 3: X, Y, Z. Тому потрібно 3 керуючі реле, що будуть вмикати двигун. Також, для визначення напрямку руху каретки по осі треба ще по керуючому реле на кожен двигун, що у ввімкненому стані буде змінювати рух каретки по осі на протилежний. З вище зазначеного зрозуміло, що для повноцінного керування рухом треба 6 реле: 3 реле для самого руху, 3 реле для визначення його напрямку.

В процесі тестування визначено, що запуск програмно-апаратного комплексу займає 700-1000 мс, при цьому загальний час залежить не лише від ESP32, але й від якості та завантаженості WiFi-мережі.

Також було протестована швидкість виконання запитів керування краном, яка коливалася від 35 до 129 мс, з середнім показником 78 мс. Більшість запитів (47 з 48) виконувались до 120 мс, що свідчить про досить швидку реакцію системи. Важливо зазначити, що всі часові показники значною мірою залежать від якості бездротового зв'язку та завантаженості мережі.

Розроблений програмно-апаратний комплекс дозволяє здійснювати дистанційне керування навчальною установкою мостового крану через Web-інтерфейс з використанням смартфона або стаціонарного комп'ютера. Використання бездротових технологій забезпечує високу мобільність оператора та можливість керування краном без необхідності перебування поруч з установкою.

Література

1. Espressif. *ESP32 Technical Reference Manual*. espressif.com. URL: https://www.espressif.com/sites/default/files/documentation/esp32_technical_reference_manual_en.pdf.

УДК 621.9.4:621.78

Пімонов Ігор Георгійович, к.т.н., доцент

Ткаченко Михайло Андрійович, аспірант

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

АДАПТАЦІЯ ТЕМПЕРАТУРНИХ РЕЖИМІВ РОБОЧОЇ РІДИНИ В ГІДРОПРИВОДАХ ЕКСКАВАТОРІВ ЗА РІЗНИХ УМОВ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

Неможливо уявити сучасні будівельні машини без їх оснащення гідравлічним приводом. Робота гідроприводу значною мірою визначає ефективність експлуатації як окремої машини, так і всього парку, що складається з нових і старих машин [1]. Ефективність гідрофікованих машин забезпечується під час їх конструювання, виготовлення, а також експлуатації, де важливу роль відіграють основні параметри робочої рідини: ступінь забруднення та температура (в'язкість) [2]. Вплив температури робочої рідини на ефективність роботи гідропривода та можливість керування працездатністю гідропривода за допомогою температури досліджені недостатньо.

Робочі рідини гідроприводів використовують як робоче тіло для приведення в дію різних агрегатів і механізмів. Додатково, робочі рідини гідроприводів забезпечують змащування поверхонь тертя деталей елементів гідросистеми, тим самим забезпечується теплообмін між елементами гідросистеми, віддача тепла в навколишнє середовище і захист елементів гідроприводу від корозії.

Для гідравлічних приводів екскаваторів слід використовувати рухомі і практично нестисливі рідини, здатні працювати в широкому діапазоні температур (від +90 до -40 С і нижче) і за підвищеного тиску (до 100 МПа). Тому рідини для гідросистем повинні: мати високу температуру кипіння, низьку

температуру замерзання, хороші змащувальні властивості, невелику в'язкість і хороші в'язко-температурні властивості, що забезпечують хороше перетікання, не утворювати затори при робочих температурах і не змінюватись в об'ємі.

Одним із перспективних напрямів у визначенні раціональної температури робочої рідини є розробка нових конструкцій теплообмінників, нагрівачів, діагностичних приладів, що зможуть давати оцінку технічного стану окремих елементів і гідропривода в цілому. Встановлення раціональної температури робочої рідини як необхідного параметра гідравлічної системи є обов'язковим під час використання сучасних методів підвищення ефективності експлуатації, технічного обслуговування та ремонту гідравлічних приводів.

Для дослідження цього впливу використаємо ланцюг послідовно з'єднаних агрегатів гідроприводу типового екскаватора: насос - розподільник - гідродвигун (гідроциліндр) - розподільник - фільтр - бак та розділимо на лінійні ділянки і місцеві опори. Для визначення потужності, що підводиться до гідродвигуна, залежно від температури (в'язкості) робочої рідини і загального об'ємного ККД гідропривода використовувалася така математична модель

$$N_{\text{дв}}(t_k, \eta_q) = N_{\text{н}}(t_k, \eta_q) - \sum_{i=1}^n \Delta p_i(t_k, \eta_q) \cdot Q_i(t_k, \eta_q), \quad (1)$$

де $N_{\text{н}}(t_k, \eta_q)$ - гідравлічна потужність насоса залежно від температури робочої рідини та коефіцієнта подачі; $\Delta p_i(t_k, \eta_q)$, $\Delta Q_i(t_k, \eta_q)$ - відповідно втрати тиску і витрата на i-х ділянках залежно від температури робочої рідини і коефіцієнта подачі.

Граничні значення внутрішніх витоків у насосі приблизно в 50 разів перевершують значення внутрішніх витоків у розподільнику та в сотні разів - у гідроциліндрі [3,4], і визначають, переважно, об'ємний ККД усього гідроприводу. Загальне допустиме зниження об'ємного ККД гідроприводу визначається можливістю виконання його функціонального призначення, економічною доцільністю використання або забезпеченням безпеки [5,6]. Керуючись цими положеннями, було розглянуто насоси з $\eta=0.98$, 0.8 і 0.65 (новий, граничний стан за економічним критерієм і технічний граничний стан унаслідок втрати працездатності) в інтервалі температур від 10 до 70 °С.

Вплив температури робочої рідини на внутрішні витки гідроагрегатів гідроприводу визначали за такою залежністю [3,4].

$$Q = Q_{\text{м}} + Q_{\text{р}} + Q_{\text{гц}} =$$

$$= \pi d_{\text{н}} N \left(\frac{\Delta p S_{\text{н}}^3}{12 \mu_0 \left(\frac{50}{t} \right)^m L} - \frac{U_{\text{сп}} S_{\text{н}}}{2} \right) + \frac{\pi \Delta p S_{\text{р}}}{12 \mu_0 \left(\frac{50}{t} \right)^m \ln \frac{R}{r}} + Q_{\text{р}} + Q_{\text{гц}}, \quad (2)$$

де $Q_{\text{н}}$, $Q_{\text{р}}$, $Q_{\text{гц}}$ - відповідно внутрішні перетікання в насосі, розподільнику та гідроциліндрі; $\Delta p = p_1 - p_2$ - різниця тисків на вході та виході насоса;

S_n , S_p - відповідно зазори в поршневному та в розподільчому блоках насоса; N - кількість поршнів у насосі; U_{cp} , d_n - середня швидкість руху та діаметр поршня насоса; R , r - відповідно відстані від осі до зовнішньої та внутрішньої кромки розподільного отвору насоса; L - довжина ущільнювальної частини поршня насоса; m - показник ступеня, залежний від властивостей робочої рідини; μ - динамічна в'язкість робочої рідини.

Гідророзподільники, фільтри гідроприводу являють собою складні гідравлічні опори і не піддаються аналітичному розрахунку. Тому гідравлічні властивості цих гідроагрегатів визначаються експериментальним методом і вказуються в технічній документації (паспортних даних агрегату). При витратах і в'язкостях, що відрізняються від зазначених у паспортних даних, втрати тиску дорівнюють [1].

$$\Delta p_{Qi} = \Delta p_{Qn} \left(\frac{Q_i}{Q_n} \right)^m \left(\frac{\nu_i}{\nu_n} \right)^n, \quad (3)$$

де Δp_{Qn} - втрати тиску в гідроагрегаті за номінальної витрати і номінальної в'язкості; Δp_{Qi} - втрати тиску в гідроагрегаті за розрахункової витрати і за розрахункової в'язкості.

При цьому для ламінарного режиму показники ступеня $m = 1$, $n = 1$, а при турбулентному $m = 2$, $n = 0$. У результаті великої кількості місцевих опорів, у цих гідроагрегатах виникає нестійкий перехідний режим руху робочої рідини. Тому приймають $m=1.75...1.85$, $n=0.15...0.25$.

Втрати гідравлічної потужності на окремих ділянках гідроприводу визначається

$$\Delta N_i = \Delta p_i \cdot Q_i. \quad (4)$$

При збільшенні температури робочої рідини її в'язкість зменшується і, відповідно, зменшуються втрати тиску, потужності в магістралях гідроприводу. Однак при цьому збільшуються внутрішні витоки гідроагрегатів, що веде до збільшення втрат потужності.

Нові насоси ($\eta = 0.98$), справді, найбільшу потужність подають у гідродвигун за температури 50°C (крива 1, рис. 1). Однак за експлуатаційного зносу насоса і зменшення його коефіцієнта подачі зменшується і температура, за якої найбільша потужність надходить у гідродвигун. Для насосів, що мають коефіцієнт подачі $\eta = 0.8$, ця температура дорівнює $30...35^\circ\text{C}$ (крива 2, рис. 1), а для насосів, що мають $\eta = 0.65$, - $10...20^\circ\text{C}$ (крива 3, рис. 1).

Таким чином, проведені дослідження показали, що нові насоси і ті, що мають експлуатаційний знос, по-різному впливають на потужність насоса і, відповідно, мають різну раціональну температуру робочої рідини. За раціональних значень температури до гідродвигуна зношеними насосами може бути подано майже вдвічі більшу потужність, ніж за 50°C , рекомендованої для нових насосів (крива 1, 2 і 3, рис. 1). Привідна потужність насоса при цьому практично не змінюється.

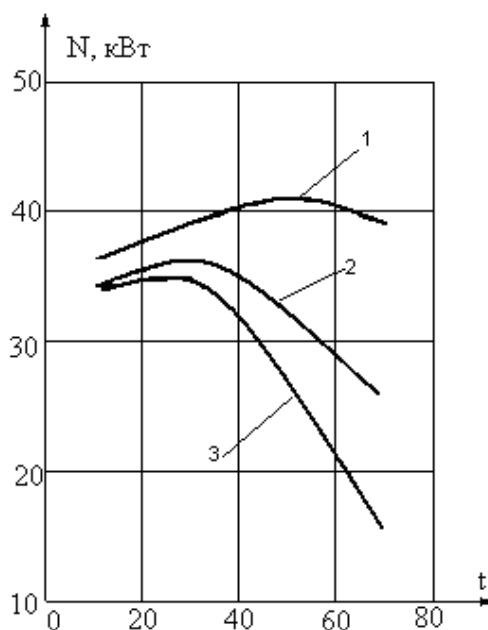


Рисунок 1 – Вплив температури робочої рідини на потужність, що надходить у гідродвигун

Література

1. Jasiński Ryszard. Problems of the starting and operating of hydraulic units and systems in low ambient temperature (Part I). Polish Maritime Research, vol. 15, no. 4, Sciendo, 2008, pp. 37-44. <https://doi.org/10.2478/v10012-007-0095-9>
2. Косолапов В.Б. Результати моделювання впливу температури на товщину адсорбованого на мікронерівності шару поверхнево-активних речовин. Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього. 2023. Т.1, № 101. С. 81–85. DOI: <https://doi.org/10.30977/BUL.2219-5548.2023.101.0.81>
3. Пімонов І.Г., Керницький Я.О. Дослідження системи діагностичних параметрів гідропривода з урахуванням похибки вимірювань. Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього. 2023. Т.1. №101. С.86-91. DOI: <https://doi.org/10.30977/BUL.2219-5548.2023.101.0.86>
4. Косолапов В.Б. Визначення фізичних засад безконтактної взаємодії поверхонь рухомих сполучень гідроприводів машин у граничному режимі змащення. Наукові вісті Дніпровського університету. 2023. №25 С 12. DOI: <https://doi.org/10.33216/2222-3428-2023-25>
5. Nikita Medvedev, Igor Pimonov. Increase the operation of excavators of the fourth size group. Annali d'Italia (Italy's scientific journal). Technical sciences. Florence, Italy, 2024, no 61, pp. 85-87. <https://www.anditalia.com/wp-content/uploads/2024/12/Annali-d%E2%80%99Italia-%E2%84%9661-2024.pdf>
6. Michael, P, Dai, C, Rodriguez, K. Fluid Property Effects on Power Consumption in a Hydraulic System at Low Temperatures. Proceedings of the BATH/ASME 2020 Symposium on Fluid Power and Motion Control. BATH/ASME 2020 Symposium on Fluid Power and Motion Control. Virtual, Online. September 9–11, 2020. V001T01A021. ASME. <https://doi.org/10.1115/FPMC2020-2747>

АНАЛІЗ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПАРАМЕТРІВ УНІВЕРСАЛЬНИХ МІНІ-НАВАНТАЖУВАЧІВ

Для виконання малих обсягів робіт в комунальному та дорожньому господарстві, в умовах обмеженого простору реконструкції промислових, цивільних і житлових будівель, при будівництві станцій метрополітену, при реконструкції, ремонті та утриманні вулиць і міських доріг в Україні, Америці, Європі при вантажно-розвантажувальних роботах в морських і річкових портах, на складах і терміналах знаходять широке застосування міні-навантажувачі. Надзвичайно висока маневреність міні-машин і наявність широкого спектра змінного робочого обладнання (до 100 видів) дозволяють повністю вирішити проблему малої механізації праці.

До малогабаритних землерийно-транспортних машин відносять навантажувачі невеликих габаритних розмірів, малої маси - до 3 т, з двигуном потужністю 10-60 кВт.

Більшість моделей малогабаритних навантажувачів мають колісний рушій з усіма приводними колесами і об'ємну гідравлічну трансмісію. Така трансмісія забезпечує незалежний привід кожного моста, борта машини, діапазон силового регулювання і безступінчасту зміну швидкості руху до 20 км / ч.

Під час виконання вантажно-розвантажувальних робіт міні-навантажувачі найпоширенішого типорозміру з двигуном потужністю 20-42 кВт розвивають продуктивність 16-31 т/год.

Найбільш важливими експлуатаційними особливостями міні-машин є легкість перебазування (на інший будівельний майданчик) і багатофункціональність за рахунок змінного навісного обладнання.

За даними машинобудівної фірми "Clark" (США), що є провідним виробником міні-навантажувачів, 30% машин використовуються в будівництві, 18 % - в комунальному господарстві, 17% - в сільському господарстві, 16% - здають в оренду, 19% - працюють в інших галузях промисловості.

Провідні західні фірми конструюють і випускають дві приблизно однакові за кількістю моделей групи міні-машин, основна відмінність між якими полягає в типі системи повороту.

За висновком фахівців західних машинобудівних фірм, міні-навантажувачі з бортовим поворотом більш маневрені, в той час як машини з шарнірно - зчленованою рамою і всіма ведучими колесами мають кращі показники швидкості руху і вантажопідйомності.

Малогабаритні навантажувачі з бортовим поворотом (при однаковій вантажопідйомності з навантажувачами з шарнірно - зчленованою рамою рис. 1) мають, як правило, більш потужний двигун і більшу вагу машини. Поточні витрати на утримання машини з бортовим поворотом вище, ніж на утримання навантажувача з шарнірно - зчленованою рамою. Однак малогабаритні-машини

з бортовим поворотом мають одну функціональну перевагу, що робить їх незамінними в умовах обмеженого простору, можливістю повороту на місці навколо центру мас без поздовжнього переміщення машини [1,2].



Рисунок 1 – Типи систем повороту:

а – з бортовою системою повороту, б – шарнірною рамою, в – з усіма керованими колісами

За маневреності навантажувачі з усіма керованими колесами можуть скласти конкуренцію машинам з бортовим поворотом. Застосування спеціальної рульової системи, що забезпечує поворот коліс на кут до 80° , дозволяє здійснювати не тільки розворот на місці, але і рух убік перпендикулярно до поздовжньої осі машини, (рух "крабом"), що дає певні експлуатаційні переваги в порівнянні з навантажувачами з бортовим поворотом.

Гідросистема навантажувачів включає в себе здвоєний гідронасос змінної подачі, шестерінчастий підживлюючий насос, шестерінчастий насос приводу робочого устаткування, два нерегульованих гідромотора приводу ходу, гідроциліндри повороту ковша і підйому стріли і регулюючу апаратуру. Більшість таких навантажувачів випускаються з гідрооб'ємними трансмісіями. Ходова частина цієї групи машин виконується по мостовій схемі. Основна рама складається з передньої і задньої напіврами. На передній напіврамі, що спирається на передній міст і виконаної у вигляді порталу, встановлюється робоче обладнання, на задній напіврамі, що спирається на задній міст, встановлюються силова установка з системами охолодження і живлення. Робоче місце оператора з системами управління встановлюється як на передню так і на задню напівраму. Наявність гідрооб'ємної передачі для приводу пересування дозволяє вільно компоновати вузли машини. Блок силової установки, що включає двигун, роздавальний редуктор, насоси, що розміщується в задній частині рами. Багато фірм встановлюють цей блок поперек, зменшуючи задню виступаючу частину машини, але центр ваги при цьому не зміщується, що визначає стійкість машини.

Якщо застосовуються мотор-колеса, використовується без мостова схема. В цьому випадку силова установка і інші вузли машини можуть бути при збереженні величини дорожнього просвіту опущені, що зменшує висоту центр ваги машини. Всі машини обладнані гідрообладнанням таких компаній, як Parker, Bosch Rexroth, Haldex, Marzocchi, Linde, Vickers, Kawasaki, Caproni, Sauer Danfoss представлені в дуже великому виборі по своїм функціям, типам, видам і технічним характеристикам [2].

На українському ринку міні - навантажувачі представлені великою низкою зарубіжних фірм: JCB, Giant, Venieri, Kramer, Terex, Kubota, Weidemann, Eurocomach, BOBCAT, Caterpillar, Komatsu та ін. Такі машини оснащені електричними, бензиновими, газовими і дизельними двигунами Kubota, Parking, Yanmar, Camins, Toyota, Kohler та ін.

Відповідно аналізу отримуємо:

- по потужності силових установок малогабаритні навантажувачі, що випускаються різними виробниками, в одній і тій же ваговій групі, відрізняються один від одного з 1.2...2,5 разів;

- навантажувачі типу JCB, Kramer, Venieri що лідирують у класі розглянутих машин по масовості виробництва і збуту, обладнані двигунами на 15...20% більшої потужності, ніж середньостатистичні.

Вантажопідйомність та масові показники навантажувачів з бортовою системою повороту більші ніж у міні навантажувачів.

Література

1. Разарьонов Л.В. Методи підвищення ефективності роботи малогабаритного навантажувача з бортовою системою повороту. / Л.В. Разарьонов, Д.В. Вороновский // Вісник ХНАДУ, вип. 101, т. 1, 2023. – С. 92–97.

2. Разарьонов Л.В. Аналіз технічного розвитку малогабаритних навантажувачів із бортовою системою повороту / Л.В.Разарьонов, М.В. Розенфельд, Д.В. Вороновський // Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету : зб. наук. пр. / М-во освіти і науки України, ХНАДУ – Харків, 2021. – Вип. 95.– С. 102–106.

УДК 725:69.059.28

Лютенко Василь Єгорович, к.т.н., с.н.с.

Ляш Іван Дмитрович, магістрант

Знайко Роман Андрійович, магістрант

Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

ПЕРСПЕКТИВИ УДОСКОНАЛЕННЯ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ ПІДВІСКИ - ВІБРОГАСНИКА ДЛЯ НАВІШУВАННЯ ГІДРОМОЛОТА НА ЕКСКАВАТОР

Гідроімпульсні (гідроударні) механізми набули широкого вжитку в багатьох галузях України. Розроблено і експлуатується значна кількість цих механізмів. Знаходження перспективних шляхів створення та дослідження більш досконалих конструкцій гідроударних пристроїв, котрі зможуть експлуатуватися з значно вищим коефіцієнтом корисної дії і раціонально здійснювати значну кількість технологічних операцій, є актуальним.

Здійснюється постійне удосконалення гідроударних механізмів, підвищується ефективність використання їх складових, а також отримує

широкий розвиток виконання динамічних розрахунків перспективних конструкцій з використанням математичного моделювання [1,2].

В нас час, широкого використання гідроімпульсних пристроїв набуло на дорожньо - будівельних машинах, а особливо на екскаваторах, що дозволило суттєво збільшити номенклатуру технологічних операцій при руйнації скельних середовищ, мерзлих ґрунтів, дорожніх покриттів. Також успішно здійснюють руйнування, з застосуванням гідрударної техніки, залізобетонних виробів, особливо при ліквідації наслідків техногенних і воєнних явищ при розбиранні будівель і споруд.

В свою чергу, впровадження гідроімпульсних пристроїв на дорожньо-будівельних машинах, а особливо на екскаваторах, вимагає вирішення проблеми пов'язаної з захистом елементів екскаватора, а також машиніста від пагубного впливу вібрації. Тому, актуальним напрямком являється удосконалення, дослідження та впровадження ефективних засобів зниження вібраційного навантаження. В нас час, це являє одну із важливих науково-технічних задач.

Найбільш широкого застосування гідроімпульсні пристосування набули на основі гідрударників. Експлуатується велика кількість різновидів гідроімпульсних механізмів, які успішно використовуються для механізації робіт. Гідрударні механізми частіше всього використовуються як робоче обладнання активної дії в значній кількості дорожньо-будівельних, гірничих та інших машинах [1].

При виконанні технологічних операцій, з застосуванням активних робочих органів, виникають імпульсні навантаження, які створюють значні динамічні зусилля яких достатньо для руйнування мерзлих ґрунтів, покриттів і завалів від зруйнованих споруд [3].

Перевага гідравлічних ударних засобів порівняно з іншими ударними механізмами полягає в тому, що вони мають можливість змінювати режими роботи в широкому діапазоні [3].

Гідромолот являє собою високопродуктивне змінне обладнання гідравлічних екскаваторів, навантажувачів, других базових машин з гідроприводом, а також маніпуляторів.

Гідромолот встановлюється замість демонтованого ковша або рукояті і приєднується до гідросистеми екскаватора.

Для установки і демонтажу гідравлічного молота на екскаватор не потрібно ніяких пристосувань, що не представляє особливих труднощів при його експлуатації.

Під час роботи гідромолота появляються значні динамічні навантаження, котрі передаються на металоконструкції екскаватора та машиніста. Для їх зменшення розробляються спеціальні віброзахисні підвіски (пристрої).

У наслідок огляду літературних джерел та виконаних теоретичних досліджень авторами тез розроблена нова конструкція підвіски – віброгасника для навішування гідромолота на екскаватор, на яку подана заявка на видачу патента України. В основу розробленої підвіски положена робота додаткового ударного віброгасячого пристрою (віброгасника), який працює в протифазі

збурюючій силі гідромотору. Під час роботи підвіски–віброгасника для навішування гідромолота на екскаватор здійснюється зміна інерційно–жорсткісних параметрів віброзахисної системи. Розроблена підвіска–віброгасник відноситься до навісного обладнання екскаваторів з гідравлічним приводом для руйнування твердих матеріалів пристроями (механізмами) ударної дії. Корпус гідромолота підвішується за допомогою підвіски–віброгасника, яка має певну жорсткість. Під час роботи підвіски–віброгасника для навішування гідромолота на екскаватор на неї з однієї сторони діє сила реакції гідромолота, а з другої – сила притиснення (від екскаватора) при плаваючому положенні корпусу.

Одержані результати наукових досліджень віброзахисту екскаваторів, які експлуатуються з навісними ударними пристроями (гідромолотами), з застосуванням математичної програми MathCAD, можуть бути успішно використані при розробленні, а також при визначенні динамічних навантажень аналогічних віброзахисних систем, які використовуються в промисловості.

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. Чабан В. Й. *Математичне моделювання в електротехніці* / В.Й. Чабан. – Львів.: Вид-во Тараса Сороки, 2010. – 508 с.
3. Kaplan, D. *Understanding Nonlinear Dynamics* / D. Kaplan, L. Glass. – New York: Springer-Verlag, 2015. – 420 p.

УДК 666.97.033

Орисенко Олександр Вікторович, к.т.н., доцент

Шека Олександр Павлович, аспірант

Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРУЖНОЇ ВІБРОІЗОЛЯЦІЙНОЇ ОПОРИ ЗМІННОЇ ЖОРСТКОСТІ З ВИКОРИСТАННЯМ ПЛАНУВАННЯ ТРИФАКТОРНОГО РОТОТАБЕЛЬНОГО ЕКСПЕРИМЕНТУ

Вібраційні площадки вантажопідйомністю до 300 кг переважно з об'ємним або поверхневим ущільненням бетонних сумішей застосовують для формування малогабаритних та дрібноштучних виробів. Як правило, вони відносяться до класу одномасових вібраційних машин із гармонійним зарезонансним режимом роботи [1]. Їхні рухомі рами або плити встановлюють на пружні віброізоляційні опори і приводять у коливальний рух від зовнішніх дебалансних віброзбуджувачів. Наймасовішими є вібраційні площадки з вертикально напрямленими коливаннями з циклічними частотами вимушених коливань 25 – 50 Гц, амплітуди вібропереміщень робочих органів яких лежать в межах 0,3 – 0,6 мм [2 – 4].

Оскільки амплітуда вимушених коливань робочого органа вібромашини опосередковано залежить від жорсткості її пружного віброізоляційного елемента, то за її числовими значеннями можна оцінювати якісь ущільнення різних сортів бетонних сумішей, і відповідно – технологічну придатність самої опори.

Визначення оптимальних значень амплітуди вібропереміщень точок поверхні робочих органа потребує проведення серії випробувань, які дозволять побудувати достовірну математичну модель.

На амплітуду вимушених коливань робочого органа віброплощадки впливають різні фактори: частота вимушених коливань системи, маса робочого органа, маса і склад бетонної суміші, жорсткість віброізоляційних опор віброплощадки, статичний момент дебаланса, змушувальна сила, наявність і маса привантажувача, час ущільнення бетонної суміші та інші.

Під час проведення експериментальних випробувань на вібраційній площадці для формування малогабаритних виробів досліджувався вплив жорсткості розробленої нами на основі гумовордного матеріалу віброізоляційної опори [5] на амплітуду вимушених коливань робочого органу.

В якості вхідних незалежних факторів, що визначають мінливість амплітуд вібропереміщень точок поверхні робочого органа, взято змінювану жорсткість чотирьох віброізоляційних опор, відстань точок поверхні віброплити від коливного центра та масу бетонної суміші з формою. До цих факторів висувалися наступні вимоги – вони повинні бути керованими та змінюватися в таких межах, щоб різниця їх рівнів варіювання була суттєвою.

Для визначення виду функціональної залежності фактори змінювалися на трьох рівнях. В подальшому виконувався статистичний аналіз з метою одержання функціональної залежності у вигляді регресії за допомогою рототабельного центрально-композиційного плану трифакторного експерименту другого порядку.

Всі вхідні фактори, що є аргументами шуканої функціональної залежності, мають різні розмірності, а числові значення величин цих факторів – різні порядки. Тому для отримання поверхні відгуку цієї функції було здійснено операцію кодування факторів, яка є лінійним перетворенням факторного простору. Встановлено такі значення рівнів факторів в умовному масштабі: максимальний +1, середній 0, мінімальний -1, зіркові значення.

Після обробки експериментальних даних та перевірки на адекватність отриманої функціональної залежності, було одержано уточнене рівняння множинної регресії другого порядку:

$$\hat{y} = 0,22346 + 0,02320x_1 + 0,03920x_2 + 0,05354x_1^2 - 0,02846x_2^2 - 0,01346x_3^2 + 0,01325x_1x_3 + 0,01475x_2x_3 \quad (1)$$

де $\hat{y}$ – амплітуда вимушених коливань, яка оптимізується;

x_1, x_2, x_3 – вхідні фактори у кодованій формі.

Таблиця 1 – Фактори, їх рівні та інтервали варіювання

Рівні досліджуваних факторів	Досліджувані фактори					
	Жорсткість віброізоляційних опор $c_{із}$, Н/м		Відстань від коливного центра l , мм		Маса бетонної суміші з формою $m_{зав}$, кг	
	X_1	X_1	X_2	X_2	X_3	X_3
Зоряна точка $+\alpha$		+1,682		+1,682		+1,682
Верхній рівень $X_{i\max}$	1218,5	+1	0	+1	130	+1
Нульовий рівень X_{0i}	2437	0	253,75	0	110	0
Нижній рівень $X_{i\min}$	3655,5	-1	507,5	-1	90	-1
Зоряна точка $-\alpha$		-1,682		-1,682		-1,682
Інтервали варіювання ΔX_i	-1218,5	1	-253,75	1	20	1

Таблиця 2 – Значення розрахованих критеріїв до отриманої регресійної моделі

Критерії оцінки	Позначення критерію	Функція відгуку $\hat{y}$
Дисперсія відтворюваності	$S_{\bar{y}}$	0,0493
Дисперсія адекватності	$S_{ад}$	0,0257
Критерій Фішера	F_p	0,273
Граничне значення критерію Фішера	$[F_p]$	19,3
Критерій Стюдента	t_m	4,30

Визначимо оптимальні значення вхідних факторів у кодованій формі, провівши диференціювання рівняння регресії по цих факторах. Прирівнюючи одержані вирази до нуля, отримаємо систему 3-х лінійних алгебраїчних рівнянь, яку розв'язуємо за допомогою метода Крамера:

$$\begin{cases} 0,02320 + 0,10708x_1 + 0,01325x_3 = 0, \\ 0,03920 - 0,005992x_2 + 0,01475x_3 = 0, \\ -0,2692x_3 + 0,01475x_2 + 0,01325x_1 = 0 \end{cases} \quad (2)$$

Система рівнянь (2) має розв'язки:

$$x_1 \approx -0,2692; \quad x_2 \approx 7,985; \quad x_3 \approx 0,4243$$

Розкодувавши одержані значення параметрів у кодовій формі, одержимо

оптимальні значення натуральних параметрів віброізоляційних опор:

- $X_1 = 0,8654C_0 = 0,8654 \cdot 2437 = 2109 \text{ Н/м};$
- $X_2 = 0 \text{ м};$
- $X_3 = 2 \cdot 0,4243 + 110 = 110,85 \text{ кг}.$

Література

1. Назаренко І.І. *Прикладні задачі теорії вібраційних систем (2-е видання)* / І.І. Назаренко. – К.: Видавничий Дім «Слово», 2010. – 440 с.
2. Ланець О. С. *Основи розрахунку та конструювання вібраційних машин: Книга 1. Теорія та практика створення вібраційних машин з гармонійним рухом робочого органа : навч. посіб./ О. С. Ланець.* – Львів : Видавництво Львівської політехніки, 2018. – 612 с.
3. Назаренко І.І. *Огляд і аналіз вібраційного обладнання для формування плоских залізобетонних виробів* / І. І. Назаренко, О. П. Дедов, О. С. Дьяченко, А. Т. Свідерський // *Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини.* – 2017. – Вип. 90. – с. 49-58.
4. Дудар І. Н. *Технологія роздільного віброімпульсного формування каменебетонних виробів : монографія* / І. Н. Дудар, В. П. Загребя, А. О. Коваленко. – Вінниця : ВНТУ, 2012. – 92 с.
5. Шека, О. П. *Обґрунтування доцільності застосування вібраційних опор зі змінними параметрами* / Шека, О. П. Яковенко, А. М. Ведмідь, В. В. // *Збірник наукових праць. Серія: Галузеве машинобудування, будівництво / голов. ред. С.Ф. Пічугін.* – Полтава : Нац. ун–т ім. Юрія Кондратюка, 2022. – Вип. 2 (59). – С. 27–34.

УДК 693.542

*Тойстер Руслан Володимирович, аспірант
Храпач Антон Валерійович, аспірант*

Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

ОБҐРУНТУВАННЯ КОНСТРУКЦІЙНИХ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПАРАМЕТРІВ ШНЕКО-ЛОПАТЕВОГО РОЗЧИНОЗМІШУВАЧА

У роботі досліджено шнеко-лопатевий розчинозмішувач комбінованого типу для приготування багатофазного будівельного розчину. Проаналізовано конструкцію змішувача з вертикальними стрічковими шнеками та планетарними лопатями. Розроблено математичну модель перемішування, яка враховує гідродинамічні характеристики потоку, що виникає у змішувальній камері. Надано аналітичні залежності для визначення швидкості перемішування та граничних параметрів робочих елементів.

Особливу увагу приділено комбінованій конструкції, яка поєднує вертикальні стрічкові шнеки та планетарні лопаті.

Такий підхід дозволяє забезпечити рівномірне перемішування, зменшити

енергоспоживання та досягти високої однорідності кінцевого продукту.

Для аналізу процесу перемішування побудовано математичну модель, що враховує реологічні властивості багатофазного середовища.

Зокрема, напруження зсуву τ залежить від градієнта швидкості γ за формулою:

$$\tau = \eta \cdot \gamma, \quad (1)$$

де η – динамічна в'язкість, Па·с,

γ – градієнт швидкості, 1/с.

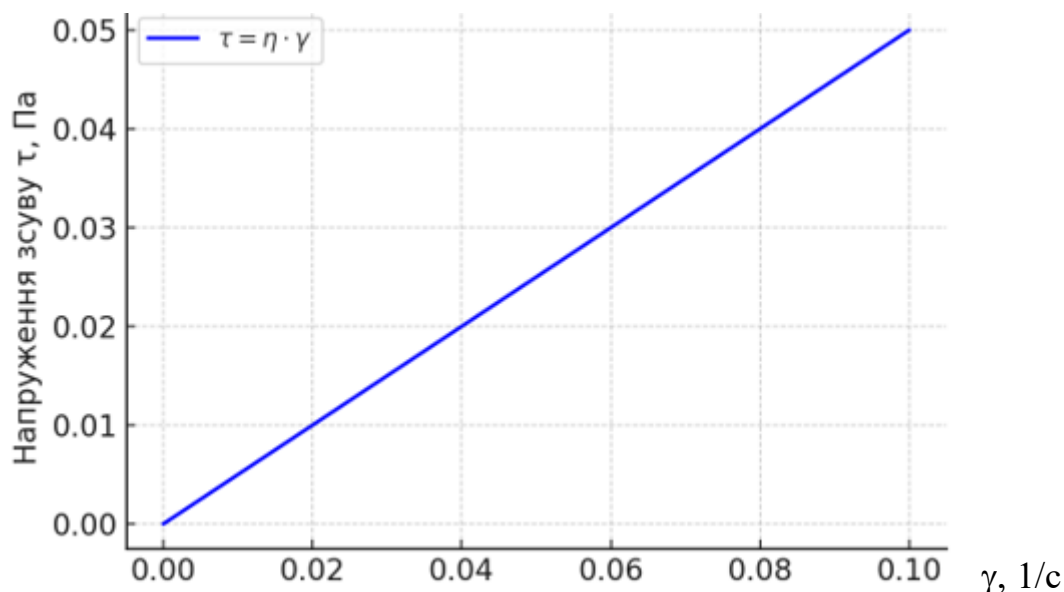


Рисунок 1 – Залежність напруження зсуву від градієнта швидкості

Залежність є лінійною для ньютонівських рідин. Отримані результати дозволяють здійснити обґрунтований вибір параметрів розчинозмішувача, включаючи кутову швидкість обертання, геометрію шнеків та лопатей. Розроблена модель сприяє оптимізації конструкції змішувального обладнання для різних галузей промисловості.

Запропонована конструкція шнеко-лопатєвого змішувача дозволяє ефективно обробляти багатофазні водні розчини за рахунок поєднання вертикального шнекового транспорту та планетарного перемішування. Математична модель дає змогу визначити оптимальні параметри роботи змішувача та прогнозувати його ефективність у промислових умовах.

Література

1. Бондаренко В.С. Теоретичні основи процесів змішування в будівельних технологіях. – Київ: Освіта України, 2012. – 164 с.
 2. Ткаченко М.О. Гідродинаміка і теплообмін у процесах змішування. – Львів: ЛНУ ім. Івана Франка, 2017. – 224 с.
 3. Яценко О.В. Проектування будівельного обладнання. – Харків: УкрДНТБ, 2020. – 310 с.
-

*Аніщенко Анна Ігорівна к.т.н. доц.
Шевченко Анастасія Олександрівна, зав. лаб.
Харківський національний університет міського господарства
ім. О.М. Бекетова*

ОПТИМІЗАЦІЯ РОЗМІЩЕННЯ ДАТЧИКІВ ТЕМПЕРАТУРИ НА ТЕПЛОВОМУ ТЕХНОЛОГІЧНОМУ ОБЛАДНАННІ: АНАЛІТИЧНИЙ ТА ОБЧИСЛЮВАЛЬНИЙ ПІДХІД

Ефективність роботи теплового обладнання у будівельній промисловості значною мірою залежить від точного контролю температурних процесів. Особливої актуальності набуває проблема планування температурних вимірювань, оскільки складність конструкцій та енергоємність процесів вимагають високої точності реконструкції температурного поля.

У сучасних дослідженнях розміщення вимірювальних пристроїв у теплових системах [1-4], значна увага приділяється чисельним методам та використанню базисних функцій. Проте, залишається актуальним питання врахування реальних обмежень на установку датчиків та використання методів оптимізації в умовах складної будови об'єктів.

Методологія планування температурних вимірювань у теплових технологічних системах проводиться на основі математичного моделювання температурних полів. Представлені підходи, які ґрунтуються на розкладанні температурного поля у ряди базисних функцій, дозволяють відновити просторово-часову структуру поля за обмеженим числом точок спостереження. Особливу увагу потрібно приділити проблемі оптимального розміщення температурних датчиків на обладнанні.

Під час дослідження було застосовано метод Хука-Дживса, як один із способів пошуку безумовного локального екстремуму обумовленості функції. Враховано обмеження на можливі області встановлення та умови локального безумовного екстремуму.

Розрахунок числа обумовленості для заданих конфігурацій датчиків здійснювався за допомогою спеціального обчислювального модуля, реалізованого у середовищі MathCAD. Для виконання оптимізації використовувався модуль пошуку за зразком, який дозволяє здійснювати оцінку обумовленості в різних точках конфігураційного простору. Основний блок реалізації пошуку безумовного локального екстремуму функції має наступний вигляд:

```

NNN( $N_e, N_n, xop_e, yop\Delta_e$ ) :=
   $xb_1 \leftarrow 1$ 
  for  $j \in 2..N_n$ 
     $xb_j \leftarrow xb_{j-1} + \text{ceil}\left(\frac{N_e}{N_n + 2}\right)$ 
  for  $j \in 1..N_n$ 
     $xb1_j \leftarrow xb_j$ 
   $h \leftarrow 30$ 
   $ii \leftarrow 1$ 
   $n \leftarrow 0$ 
   $nn \leftarrow 0$ 
   $Q_b \leftarrow QQ(xb, xop_e, yop\Delta_e, N_n)$ 
   $Max \leftarrow N_e + 1$ 
  while  $ii$ 
    for  $k \in 1..N_n$ 
       $xb1_k \leftarrow xb1_k + h$  if  $(xb1_k + h) < Max$ 
      if  $QQ(xb1, xop_e, yop\Delta_e, N_n) \geq Q_b$ 
         $xb1_k \leftarrow xb1_k - 2 \cdot h$  if  $(xb1_k - 2 \cdot h) \geq 1$ 
        if  $QQ(xb1, xop_e, yop\Delta_e, N_n) \geq Q_b$ 
           $xb1_k \leftarrow xb_k$ 
          continue
        continue otherwise
      if  $QQ(xb1, xop_e, yop\Delta_e, N_n) < Q_b$ 
         $Q_b \leftarrow QQ(xb1, xop_e, yop\Delta_e, N_n)$ 
        for  $j \in 1..N_n$ 
           $xb2_j \leftarrow xb1_j$ 
         $xb2 \leftarrow xxb2(xb, xb1, xb2, Q_b, h, Max, N_n, xop_e, yop\Delta_e)$ 
        while  $QQ(xb2, xop_e, yop\Delta_e, N_n) < Q_b$ 
          for  $j \in 1..N_n$ 
             $xb_j \leftarrow xb1_j$ 
             $xb1_j \leftarrow xb2_j$ 
           $Q_b \leftarrow QQ(xb1, xop_e, yop\Delta_e, N_n)$ 
           $xb2 \leftarrow xxb2(xb, xb1, xb2, Q_b, h, Max, N_n, xop_e, yop\Delta_e)$ 
           $n \leftarrow n + 1$ 
        for  $j \in 1..N_n$ 
           $xb_j \leftarrow xb1_j$ 
         $nn \leftarrow nn + 1$ 
         $h \leftarrow h - 1$  if  $h - 1 \geq 1$ 
        otherwise
           $Ans_1 \leftarrow xb$ 
           $Ans_2 \leftarrow Q_b$ 
          return  $Ans$ 
         $h \leftarrow h - 1$  if  $h - 1 \geq 1$ 
        break otherwise
   $Ans_1 \leftarrow xb$ 
   $Ans_2 \leftarrow Q_b$ 
  return  $Ans$ 

```

Таким чином, середовище MathCAD дозволяє вирішувати широкий спектр задач безумовної оптимізації, зокрема задачі визначення оптимального розміщення температурних датчиків. До недоліків запропонованої методики можна віднести відсутність обмежень щодо можливості встановлення датчиків на конкретних ділянках технологічного обладнання. Це вказує на необхідність розробки програмного модуля для визначення умовного локального екстремуму, який враховує реальні конструктивні й технологічні обмеження.

Література

1. Пермяков В.И., Шевченко А.А. Размещение датчиков температуры на тепловом технологическом оборудовании / Научный вестник строительства. Том 90 №4, 2017 с.254-259
2. Holman J.P. Heat transfer. – McGraw-Hill, 2010.
3. Incropera F.P. et al. Fundamentals of heat and mass transfer. – John Wiley & Sons, 2007.
4. Çengel, Y.A, "Heat and mass transfer. A practical approach", McGraw-Hill, 2007

УДК 539.2

Дрючко Олександр Григорович, к. х. н., доцент
 Соловійов Веніамін Васильович, д. х. н., професор
 Бунякіна Наталія Володимирівна, к. х. н., доцент
 Трет'як Андрій Валерійович, к. т. н., доцент
 Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

ДЕЯКІ АСПЕКТИ ЗАСТОСУВАННЯ РІДКІСНОЗЕМЕЛЬНИХ МАГНЕТИКІВ У СИСТЕМАХ ТЯГОВОГО ЕЛЕКТРОПРИВОДУ

Нині розробка і вдосконалення сучасних тягових двигунів базується на використанні двигунів постійного струму (DCM), асинхронних двигунів (IM), двигунів з постійними магнітами (PMM) і реактивних двигунів (SRM) [1]. Серед них PMM поділяються на РМ двигуни постійного струму (PMDCM), РМ синхронні двигуни (PMSM), РМ безщіткові двигуни постійного струму (PM-BLDCM) і РМ двигуни гібридного збудження (PM-HEM).

Синхронні двигуни із постійним магнітом в залежності від конструкційного розміщення РМ розділяють на поверхневі (SPM) і внутрішньо вбудованого типу (IPM). Добре сконструйовані IPM вирізняються високим реактивним моментом, високим ККД, високим коефіцієнтом потужності, низьким нагріванням, простою конструкцією, невеликим корпусом і низьким рівнем шуму. І з розвитком стратегії управління силовою електронікою IPM стали домінуючими в застосуваннях тягових двигунів. Крім того, завдяки повністю закритій конструкції IPM, не потребуючи значного технічного обслуговування, показують низькі втрати на тертя з повітрям та низький шум.

Носіями магнетизму в матеріалах, що них застосовуються, є атоми перехідних елементів з нерівними нулю магнітними моментами. Ці моменти виникають у зазначених атомах внаслідок незаповненості електронами d- і f-оболонки (тобто в атомах з неповним числом d-або f-електронів), внаслідок чого компенсації орбітальних та спинових магнітних моментів електронів у них не відбувається.

Магнетизм твердих тіл переважно зобов'язаний присутністю у них атомів чи іонів елементів групи заліза: Fe, Co, Ni, Mn, Cr; рідкісноземельних: Ce, Pr, Nd, Sm, Eu, Cd, Tb, Dy, Ho, Er, Tm, Yb та групи актинідів: U, Np, Pu, Am, Cm. Ці атоми називають магнітоактивними. Головною їх властивістю є те, що в них

виконується правило Хунду – 3d-, 4f- та 5f- електрони у своїх оболонках розташовуються таким чином, щоб сумарний спин був максимальним. Це пов'язано з тим, що у кожній оболонці в силу електрон-електронної взаємодії магнітні моменти електронів розташовуються паралельно. Таке розташування називають високо-спиновим станом.

Використання величезних енергій магнітної анізотропії, властивих рідкісноземельним сполукам, дає можливість створювати матеріали для постійних магнітів малої ваги з великою магнітною енергією. Найбільш ефективними для цієї мети є інтерметалеві сполуки кобальту з легкими рідкісноземельними металами, такими як SmCo_5 , NdCo_5 , PrCo_5 . Ці сполуки мають великі величини енергії магнітної анізотропії за кімнатної температури.

При відповідній технологічній обробці (пресування дрібних частинок в магнітному полі і подальше спікання), забезпечується виникнення однодомених частинок, з'являються величезні коерцитивні сили. Крім того, оскільки ці сполуки (попри існуючу в них антиферомагнітну взаємодію між атомами Ln та Co) мають вейссівську криву намагнічування, вони мають високу намагніченість насичення при кімнатних температурах і, як наслідок цього, високу залишкову індукцію B_r . Все це дозволяє створювати з таких матеріалів постійні магніти з максимальною магнітною енергією, що в кілька разів більше, ніж відповідні енергії для кращих сплавів на основі елементів групи заліза.

Подібні матеріали відкривають великі можливості створення компактних автономних джерел постійного магнітного поля. І зараз сполуки типу SmCo_5 займають чільне місце серед практичних додатків в електротехніці та автоматичі.

Подальше покращення матеріалів для постійних магнітів на основі рідкісноземельних сполук вимагає кращого фундаментального розуміння фізики намагнічування феримагнітних систем RCo_5 , а також вивчення магнітних властивостей нових сполук, наприклад, $\text{Sm}_2\text{Co}_{17}$ та інших змішаних систем. Важливим є вивчення впливу кристалічної структури і дефектів структури на магнітні властивості подібних матеріалів та відпрацювання технологічних прийомів отримання досконалих магнітів з цих сполук.

Література

1. Review and Development of Electric Motor Systems and Electric Powertrains for New Energy Vehicles / William Cai, · Xiaogang Wu, · Minghao Zhou, · Yafei Liang, · Yujin Wang // Automotive Innovation. 2021, 4. – P. 3–22.

<https://doi.org/10.1007/s42154-021-00139-z>

УДК 621.855

Нестеренко Микола Миколайович, к.т.н., доцент

Склярєнко Тарас Олександрович, к.т.н., доцент

Колодочка Володимир Олександрович, студент

Канівець Ярослав Олександрович, студент

Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

Корольов Андрій Олександрович, директор

Приватне підприємство «АВІК-2000»

ВИБІР МАТЕРІАЛУ ТА 3D-ДРУК ШТОВХАЧА ДЛЯ ЛАНЦЮГОВОГО КОНВЕЄРА ЛІНІЇ ПАКУВАННЯ ПІДПРИЄМСТВА «АВІК-2000»

У сучасному виробництві ланцюгові конвеєри відіграють важливу роль у забезпеченні безперервного транспортування сировини та готової продукції. Зокрема, на підприємстві «Авік-2000», яке спеціалізується на виготовленні пакувального матеріалу, автоматизовані лінії комплектуються такими конвеєрними системами. У зв'язку з потребою у технічному обслуговуванні та модернізації обладнання виникла необхідність у заміні штовхачів етикеткита готової продукції (рис. 1).



Рисунок 1 – Ланцюговий конвеєр лінії пакування

Для визначення оптимального матеріалу було відтворено 3D модель штовхача (рис. 2) та проведено комп'ютерне моделювання напружень для двох варіантів пластиків — ABS та PET.

На рисунку 3 представлено діаграму розподілу напружень у штовхачі з ABS пластику, з якої видно зосередження критичних напружень у зоні контакту з ланцюгом. Для порівняння, рисунок 4 демонструє розподіл напружень у штовхачі з PET пластику, де максимальні значення напруження суттєво нижчі.

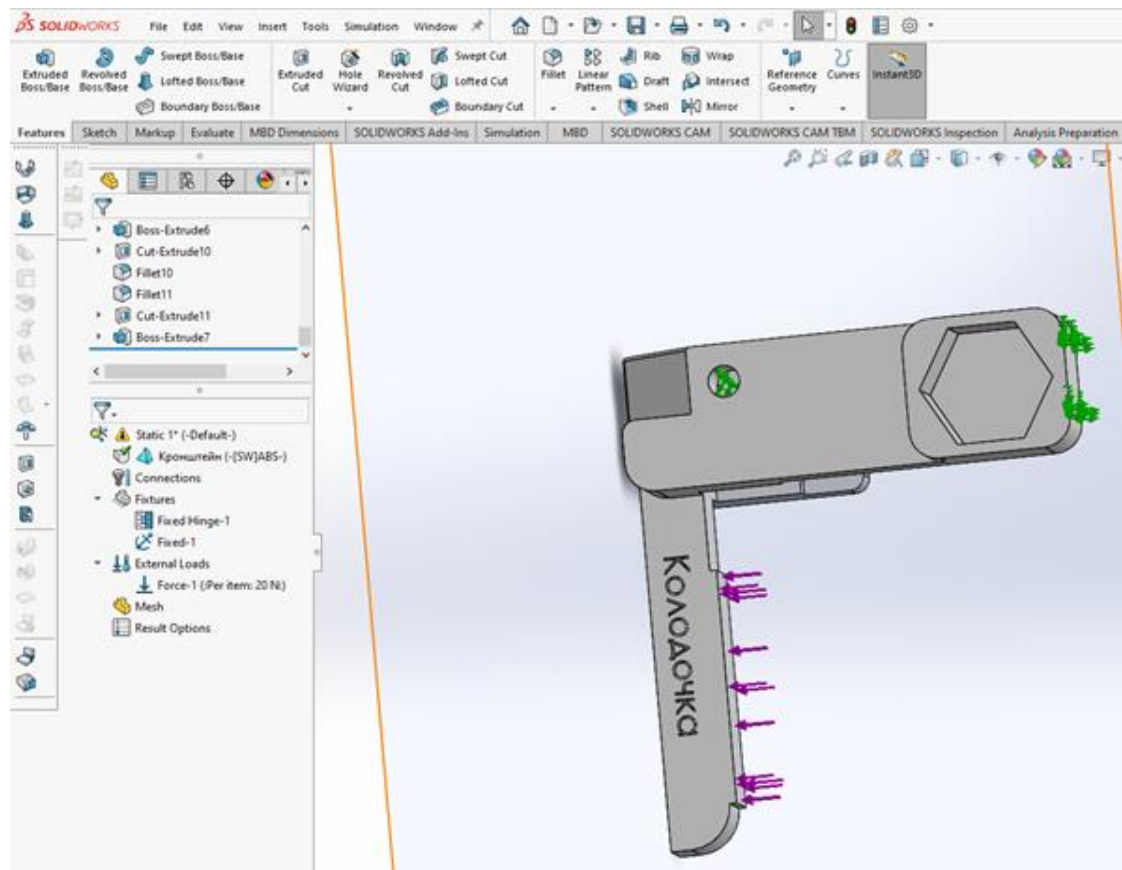


Рисунок 2 – 3D модель штовхача для ланцюгового конвеєра

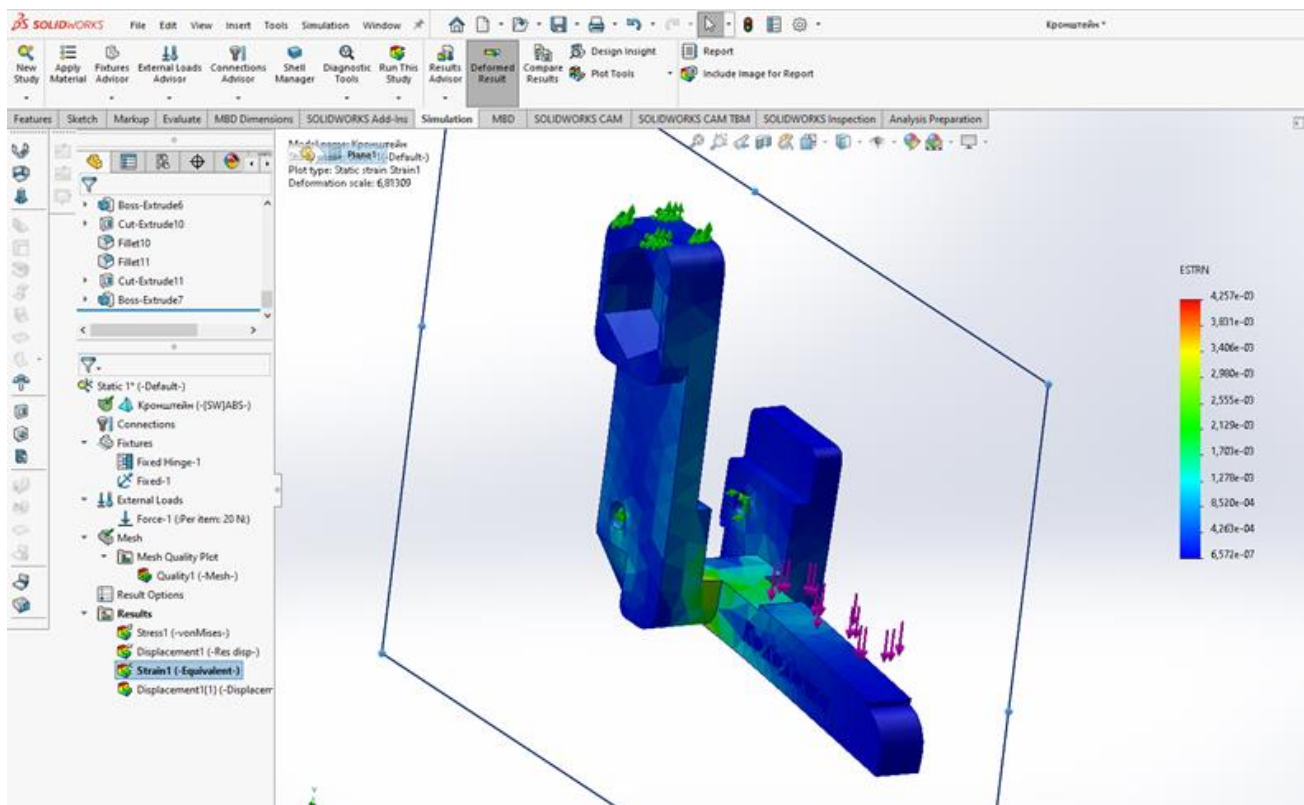


Рисунок 3 – Діаграма розподілу напружень для штовхача з ABS пластику

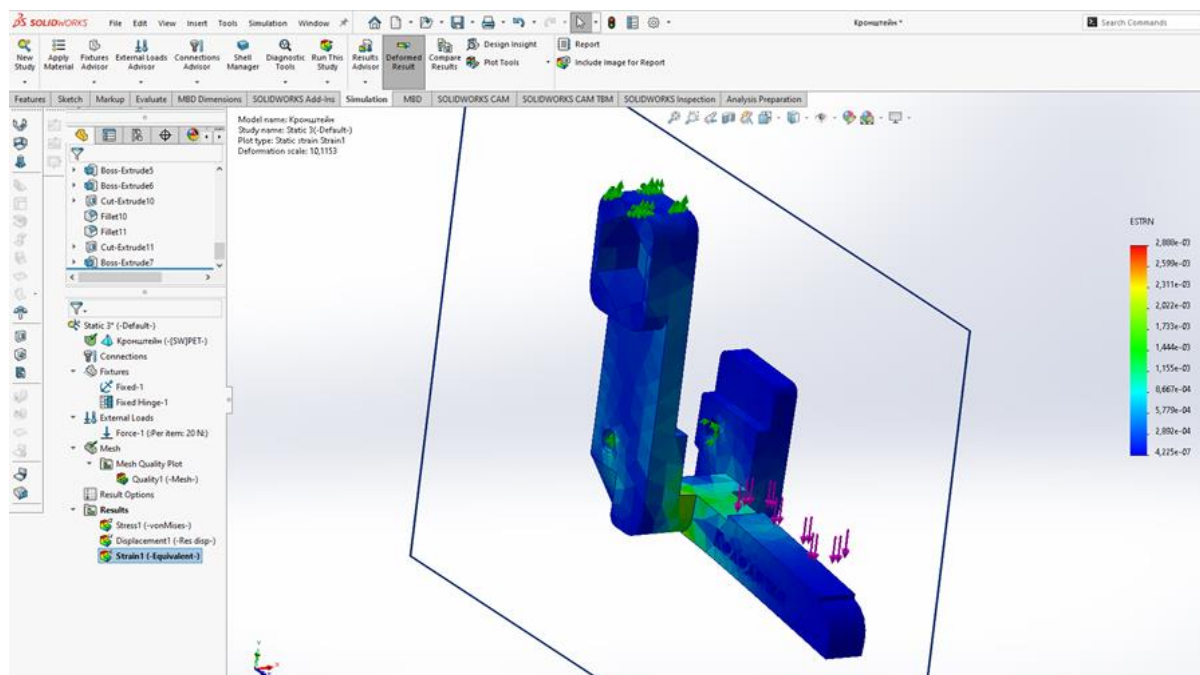


Рисунок 4 – Діаграма розподілу напружень для штовхача з PET пластику.

З аналізу отриманих результатів встановлено, що PET пластик демонструє менші навантаження — приблизно в півтора рази у порівнянні з ABS. На підставі цього було прийнято рішення виготовити штовхач методом 3D-друку саме з PET. Отриманий зразок, зображений на рисунку 5, був успішно випробуваний у роботі конвеєрної лінії. Таким чином, дослідження довело доцільність використання PET пластику для підвищення зносостійкості та ефективності роботи ланцюгових конвеєрів.



Рисунок 5 – Надрукований зразок штовхача з PET пластику.

ОБҐРУНТУВАННЯ ВИБОРУ ЗМІННИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ВІБРАЦІЙНОЇ МАШИНИ ДЛЯ УЩІЛЬНЕННЯ РІЗНИХ ПОВЕРХОНЬ

Процес ущільнення матеріалів є ключовим етапом у виконанні будівельних робіт. Здебільшого він реалізується за допомогою вібраційних плит, які забезпечують ефективне віброущільнення. Сучасний ринок пропонує широкий вибір таких машин, що працюють на дизельному, бензиновому або електричному приводі. Для досягнення високої якості ущільнення важливо враховувати специфіку кожного типу матеріалу [1].

Під час підбору вібраційної плити для конкретного технологічного завдання необхідно враховувати як тип ущільнюваного матеріалу, так і умови робочого майданчика. Це дозволяє досягти максимальної ефективності ущільнення та високої якості виконання робіт [2, 3].

В результаті проведених теоретичних досліджень і конструкторських опрацювань була розроблена вібраційна машина з можливістю зміни робочого органу, призначена для ефективного ущільнення ґрунтів [4, 5], як показана на рисунку 1.



Рисунок 1 – Вібраційна плита (натурний зразок)

Узагальнюючи процес ущільнення, слід зазначити, що віброущільнення зарекомендувало себе як один із найпрогресивніших і найефективніших методів ущільнення будівельних матеріалів. Завдяки застосуванню височастотних гармонійних коливань забезпечується інтенсивне зниження пористості та

підвищення щільності матеріалу на різній глибині. [6, 7].

Під час дослідження вібраційної плити для ущільнення матеріалів у будівництві ми зосередилися на дослідженні впливу форми робочого органу на ефективність ущільнення різних видів матеріалів.

Розроблена нами вібраційна плита має змінний робочий орган. На рисунку 3 показані приклади різних змінних робочих органів цієї вібраційної установки.

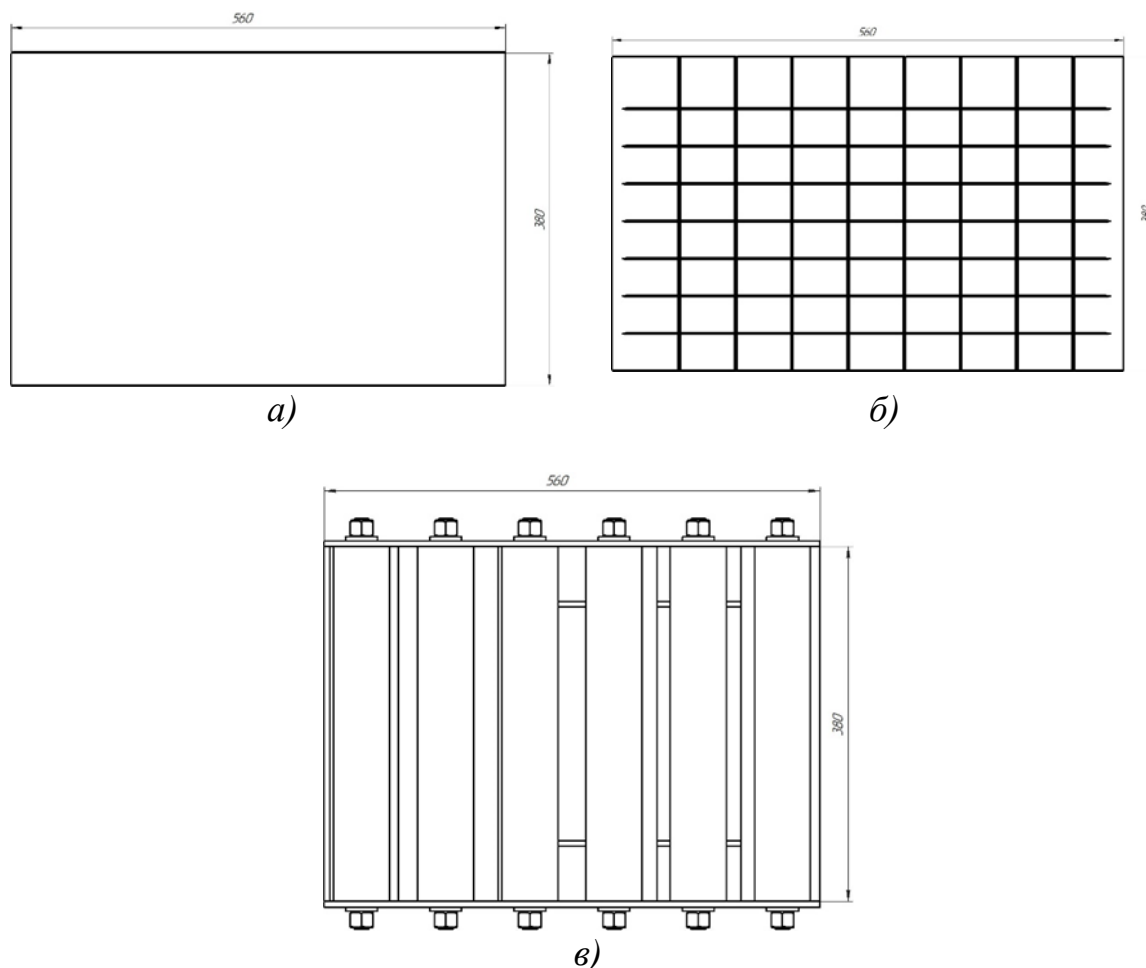


Рисунок 2 – Робочі органи вібраційної плити:

а) гладка поверхня; б) рифлена поверхня з проточками; в) плита з вальцями

Зважаючи на особливості конструкції робочих органів та різноманіття поверхонь, які потребують ущільнення, ми рекомендуємо такі типи плит:

1. Для ущільнення піску пропонуємо плиту з гладкою поверхнею робочого органу. Це забезпечує легке ущільнення матеріалу, знижує вартість виготовлення та спрощує конструкцію, а також сприяє рівномірному розподілу вібрацій по всій площі.

2. Для ущільнення гранвідсіву рекомендується плита з рифленою поверхнею з проточками. Це дозволяє ефективно видаляти повітря між частинками матеріалу через канавки, що сприяє рівномірному ущільненню.

3. Для матеріалів неправильної форми з середніми розмірами гранул рекомендуємо плити з вальцями, які забезпечують оптимальне розташування

частинок і рівномірний розподіл навантаження, що запобігає утворенню пустот і нерівномірному ущільненню.

У подальших дослідженнях основну увагу зосереджено на детальному вивченні впливу форми та конструкції робочого органу вібраційної плити на ефективність ущільнення різних типів матеріалів. Розробка спеціалізованих варіантів робочих органів, адаптованих до конкретних властивостей кожного матеріалу, дозволяє значно підвищити якість ущільнення, забезпечуючи оптимальні умови роботи для широкого спектру будівельних сумішей.

Література

1. Назаренко І.І. *Вібраційні машини і процеси будівельної індустрії: навчальний посібник* / І.І. Назаренко. – К: КНУБА, 2007. – 230 с.
 2. Сукач М.К. *Будівельна техніка: навчальний посібник* / М.К. Сукач, І.В. Ніколенко, О.Ю. Вольтерс. – Київ Сімферополь: КНУБА – НАПКС, 2010. – 296 с.
 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. *Вібраційна машина для підготовки та ущільнення поверхонь. Технічні науки та технології. 2023. №4(34). С. 52-60. DOI 10.25140/2411- 5363-2023-4(34)-52-60*
 5. *Вібраційна плита зі змінними робочими органами: пат. 158931 Україна: МПК E01C19/38 (2006.01). №u202402269; заявл. 29.04.2024; опубл. 09.04.2025, Бюл. № 15/2025.*
 6. Нестеренко М.П, Чеботарьов П.М. *Аналіз конструктивних особливостей вібраційних машин, як передумови створення керованої вібраційної установки для поверхневого ущільнення бетонних сумішей. Галузеве машинобудування, будівництво. 2012. №1(31), с. 267-275.*
 7. Свідерський А.Т., Дєдов О.П. *Визначення конструктивних параметрів тримасної трамбовки* / А.Т. Свідерський, О.П. Дєдов – Полтава: Збірник наукових праць, серія – Галузеве машинобудування, будівництво, випуск 23, том 2, 2009 – с. 119-127.
-

УДК 621.5

*Васильєв Олексій Сергійович, к.т.н., доцент**Кулай Володимир Павлович, аспірант**Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»*

ВПЛИВ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ РОБОЧОГО ОРГАНУ ЗМІШУВАЧА ДЛЯ ПРИГОТУВАННЯ НІЗДРЮВАТИХ БЕТОНІВ НА СПОЖИВАННЯ ЕЛЕКТРОЕНЕРГІЇ

В сучасному світі гостро постає проблема споживання електроенергії, для її вирішення важливо впроваджувати енергоефективні технології. Чим більша площа контакту робочого органу з матеріалом, тим вища сила тертя і, відповідно, вищі енерговитрати. Оптимальна геометрія дозволяє мінімізувати мертві зони та підвищити однорідність суміші без збільшення навантаження на електродвигун. Конструкція робочого органу змішувача відіграє ключову роль у ефективності процесу приготування бетонної суміші, а також у рівні енергоспоживання обладнання.

З метою зменшення електровитрат на змішувачі для приготування ніздрюватих бетонів (рисунок 1) з електродвигуном потужністю 2.2 кВт, було виготовлено 4 робочих органи з різними геометричними параметрами, і проведено експеримент.



*Рисунок 1 – Змішувач для приготування ніздрюватих бетонів та його
робочі органи*

Щоб дослідити вплив конструкції лопаток на споживання електроенергії та

ефективність змішування, зазвичай використовується порівняльно-експериментальний підхід.

Типова послідовність дій:

1. Підготовка обладнання:

- вибирається один тип змішувача з можливістю зміни або заміни лопаток;
- встановлюються різні типи лопаток.

2. Контроль параметрів експерименту.

Для об'єктивного порівняння умови експерименту мають бути однаковими:

- обсяг та склад бетонної суміші;
- час змішування;
- швидкість обертання барабана;
- температура навколишнього середовища;
- застосовується електричний лічильник для вимірювання спожитої енергії.

3. Процедура вимірювання:

- кожна лопатка тестується окремо.

Записується:

- енергоспоживання (кВт·год).

Експеримент проводили з виготовлення бетонної суміші протягом 10 хвилин із використанням різних робочих органів. Частота обертання валу залишалася постійною і складала 310 об/хв. Результати витрат електричної енергії були зафіксовані за допомогою лічильника електроенергії і записані в таблицю 1.

Таблиця 1 – Покази лічильника електричної енергії

Робочий орган				
Показ лічильника до проведення експерименту	027761,24	027761,70	027762,08	027762,58
Показ лічильника після проведення експерименту	027761,70	027762,08	027762,53	027763,03
Витрати електроенергії кВт/год	0,46	0,38	0,45	0,45

В результаті проведених досліджень можна прийти до висновку, що найменше споживання електроенергії у робочого органу з лопатками які мають різний радіус, а саме три великі лопатки і три лопатки в половину довжини.

Чим ефективніше конструкція робочого органу передає механічну енергію суміші, тим менше енергії споживає змішувач. Тому правильний вибір конструкції може значно знизити експлуатаційні витрати та підвищити продуктивність.

Література

1. Онищенко О.Г., Онищенко В.О., Литвиненко С.Л., Коробко Б.О. *Будівельна техніка: підручник*. – Київ: Кондор-Видавництво, 2017. – 424 с.
2. Краснянський М.Ю. *Електрозбереження: навчальний посібник*. – Київ: Кондор-Видавництво, 2018. – 136 с.
3. Kamble R., Baredar P., Kumar A., Gupta B. *New Approach for Evaluating Different Concrete Mixer Based on Concrete Slurry Property. Lecture Notes in Mechanical Engineering*, 2021, P. 637-650.
4. Rohozin I.A., Vasyliiev O.S., Pavelieva. A.K. *Determination of Building Mortar Mixers Effectiveness. International Journal of Engineering & Technology*, 2018, no.3.2(7), P. 360–366.
5. Василега П.О. *Електропривод робочих машин: підручник*. – Суми: Сумський державний університет, 2022. – 290 с.

УДК 693.6.002.5

*Шаповал Микола Віталійович, к.т.н., доцент
Михайлик Вадим Григорович, аспірант*

Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

ВИЗНАЧЕННЯ ВІДНОСНОГО НАСИЧЕННЯ ПОВІТРЯМ ВІЛЬНОЇ КАМЕРИ КОМПЕНСАТОРА

У Національному університеті «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка» розроблено конструкцію розчинонасоса з гідроприводом [1], який має постійну швидкість руху робочого органу, як в такті всмоктування так і в такті нагнітання забезпечуючи зростання технічних параметрів розчинонасоса. Це забезпечить перекачування розчинонасосом розчинів зниженої рухомості з пульсацією, яка нижче рівня $\delta \leq 25\%$.

Це значно збільшить всмоктувальну здатність розчинонасоса, особливо при перекачуванні розчинів зниженої рухомості П8...9 см, та ймовірно зменшить зворотні витoki через всмоктувальний та нагнітальний клапани завдяки прискореному підйому та опусканню кульок біля "мертвих" точок.

Важливим залишається питання взаємодії повітря з розчином [2], що перекачується у компенсаторі. Особливо значимим воно постає коли за непередбачуваних причин необхідно призупинити перекачування розчину розчинонасосом по трубопроводах. А тому необхідно встановити чи зменшується об'єм компенсуючого повітря.

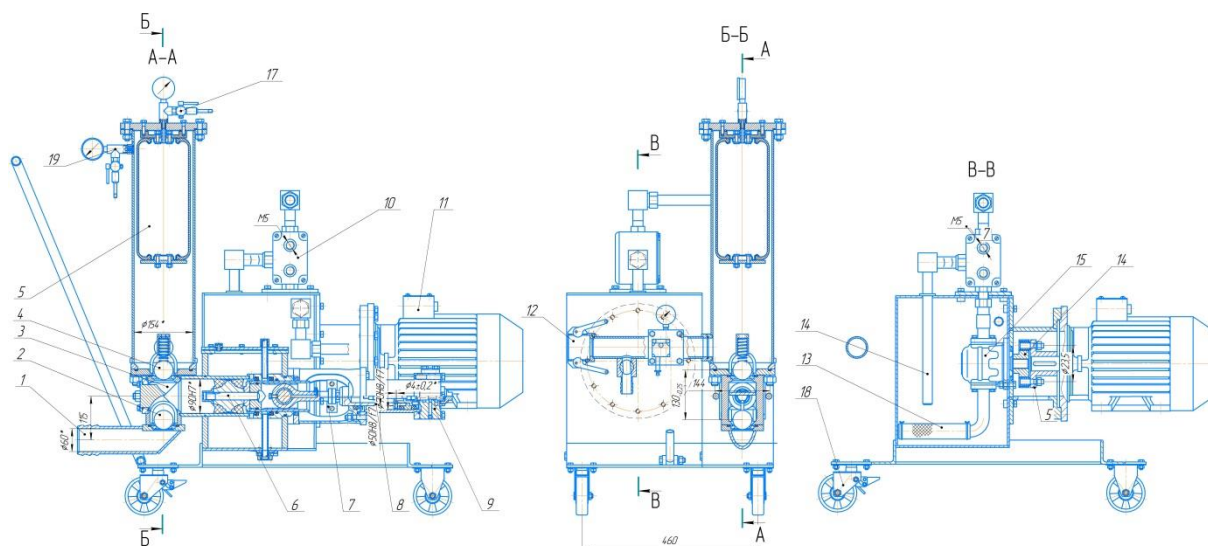


Рисунок 1 – Конструктивна схема однопоришневого гідроприводного розчинонасоса з комбінованим компенсатором:

1, 12 – усмоктувальний та нагнітальний патрубок; 2, 4 – всмоктувальний та нагнітальний підпружинений кульові клапани; 3 – усмоктувальна камера; 5 – комбінований компенсатор; 6 – поршень з направляючим плунжером; 7 – хомут гідравлічний привідний циліндр з розподільвачем; 8 – гідроциліндр з поршнем і штоком; 9 – золотниковий розподільник; 10 – регулятор подачі гідравлічної рідини; 11 – електродвигун; 13 – фільтр мастильної рідини; 14 – патрубок скидання гідравлічної рідини; 15 – шестерневий гідравлічний насос; 16 – муфта втулково-пальцева; 17, 19 – редуктор підкачки повітря замкненої та вільної камери; 18 – коліщата транспортування розчинонасоса

Проведено ряд досліджень (рис. 2) при яких виконувались ряд умов, а саме: стендове обладнання, яке є прототипом вільної камери компенсатора (рис.1) заповнювалося будівельним розчином відповідно до ізотермного процесу

$$V_2 = V_1 \frac{p_1}{p_2}; \quad p_2 = p_1 \frac{V_1}{V_2}; \quad (1)$$

де p_1 і V_1 – початковий тиск і об'єм повітря до заповнення (заряджання) компенсатора розчином;

p_2 і V_2 – кінцевий тиск і об'єм повітря в кінці заповнення (заряджання) компенсатора розчином.

Конструктивна ємність (повний об'єм вільної камери) V_K компенсатора рівний початковому об'єму ($V_1 = V_K$), корисний об'єм $V'_{кор}$ повітря рівний різниці об'ємів

$$V'_{кор} = V_1 - V_2, \quad (2)$$

Підставивши в у залежність (1) маємо

$$V'_{кор} = V_1 \cdot \left(1 - \frac{p_1}{p_2}\right) = V_K \cdot \left(1 - \frac{p_1}{p_2}\right), \quad (3)$$

Остання залежність справедлива за умови повного витіснення розчину з вільної камери компенсатора при його розрядці.

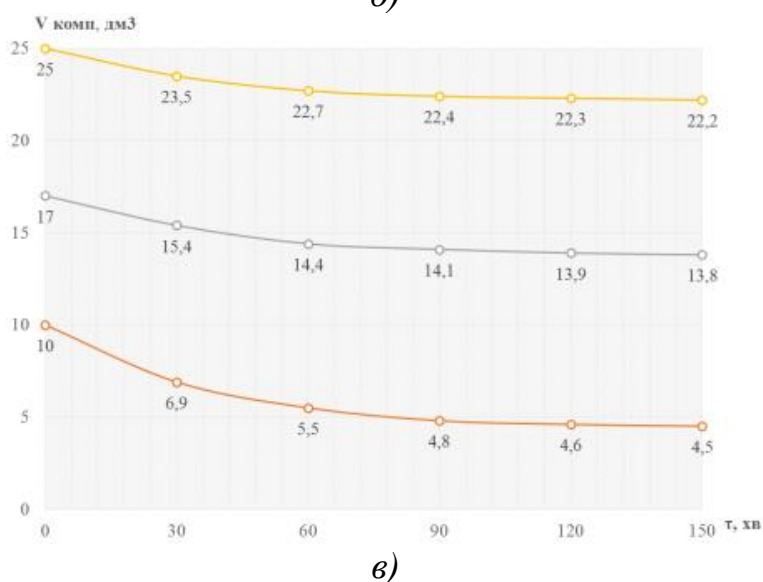
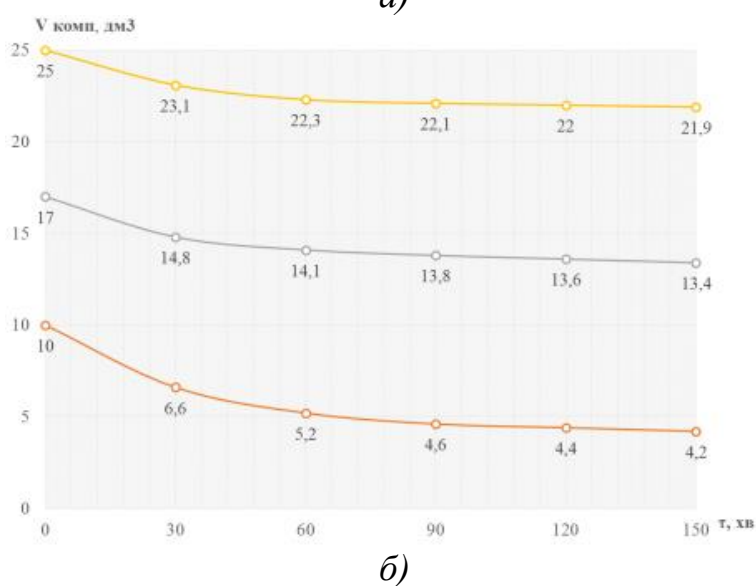
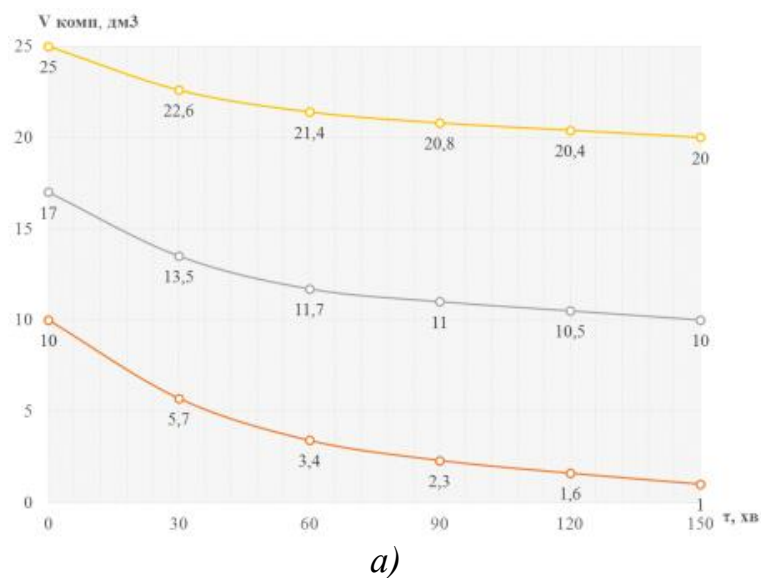


Рисунок 2 – Графічні залежності зміни об'єму повітря приведенного до атмосферного у вільній камері компенсатора при різних початкових об'ємах повітря, при тиску $p = 0,6$ МПа, та різних рухомостях розчину під час вібраційного збудження:
а) – при Π 8 см; б) – при Π 10 см; в) – при Π 12 см

На практиці тиск p_1 прийнято називати початковим (попереднім) тиском зарядження компенсатора повітряного і позначати $p_{ноч}$ і тиск p_2 – максимальним робочим тиском в кінці заряджання розчином і позначаємо p_{max} .

$$V'_{кор} = V_{\kappa} \cdot \left(1 - \frac{p_{ноч}}{p_{max}} \right), \quad (4)$$

За результатами досліджень (рис. 2) можна зробити наступні висновки. Чим більший об'єм закачаного повітря по відношенню до розчину тим менший об'єм повітря насичується у розчині. Це можна пояснити меншим об'ємом розчину, який має границю насичення. І навпаки, якщо об'єм розчину значно перевищує об'єм повітря у вільній камері відповідно насичення розчину повітрям зростає. Також варто відзначити, що інтенсивність насичення повітрям розчину значно зростає при зменшенні рухомості розчину.

Література

1. Korobko B., Khomenko I., Shapoval M., Virchenko V. (2020) *Hydraulic Single Pump with Combined Higher Volume Compensator Operation Analysis*. In: Onyshchenko V., Mammadova G., Sivitska S., Gasimov A. (eds) *Proceedings of the 2nd International Conference on Building Innovations. ICBI 2019. Lecture Notes in Civil Engineering*, vol 73. Springer, Cham. https://doi.org/10.1007/978-3-030-42939-3_12.
2. *Theoretical and Experimental Investigations of the Pumping Medium Interaction Processes with Compensating Volume of Air in the Single-Piston Mortar Pump Compensator* / B. Korobko, M. Shapoval, R. Kaczynski, A. Kryvorot, V. Virchenko // *Lecture Notes in Civil Engineering*. – Springer : Cham, 2023. – Vol. 299: *Proceedings of the 4th International Conference on Building Innovations. ICBI 2022*. – https://doi.org/10.1007/978-3-031-17385-1_17.
3. Васильєв А. В. Дослідження швидкості видалення стиснутого повітря з повітряного ковпака розчинонасоса: [Текст] / А. В. Васильєв, М.В. Шаповал, В. У. Уст'янцев, Ю. В. Яневич // *Збірник наукових праць Сер.: Галузеве машинобудування, будівництво* – Полтава: ПДТУ, 2002. – Вип. 8. – С. 8-11.

УДК 666.97.033.16

Лютенко Василь Єгорович, к.т.н., с.н.с.

Погорілий Ігор Вікторович, аспірант

Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

ШЛЯХИ УДОСКОНАЛЕННЯ БУДОВИ І МЕТОДІВ РОЗРАХУНКУ ДЕБАЛАНСНИХ ВІБРАТОРІВ ЗІ ЗМІННИМ СТАТИЧНИМ МОМЕНТОМ

В нас час широкого впровадження набули дебалансні вібратори, які являють основу вібраційних машин, що використовуються в будівельній та інших галузях. Особливо широкого використання дебалансні вібратори набули

в віброзаглиблювачах та вібромолотах при спорудженні фундаментів із паль під різні будівлі та споруди, а також при ущільненні різноманітних матеріалів і ґрунтів. Але сучасні вимоги до подібних вібраційних машин вимагають змінювати, під час роботи, їх вібраційні параметри. Тому створення та дослідження приводів дебалансних вібраторів зі змінним статичним моментом є актуальним.

Як уже відмічалось нами, що значна увага приділяється, в наш час, вібраційній техніці, яка успішно використовується, особливо, при спорудженні фундаментів із паль. Велика увага також приділяється удосконаленню вібраційної техніки з використанням дебалансних вібраторів. Для виконання вище названого треба постійно вивчати вібраційну техніку і її основну складову – дебалансний вібратор і його привід.

Згадуючи минуле, необхідно відмітити, що теоретичні основи створення вібраційних машин були закладені ще у колишньому Радянському Союзі, а також пост-радянському просторі та сучасній Україні. Цим питанням приділяли велику увагу наступні видатні науковці та провідні інженери України, як Б.І.Крюков, І.І. Назаренко, В.О. Повідайло, В.М. Потураєв, О.С. Ланець, В.П. Надутий, В.Н. Франчук та ін.

В 50-х роках першість в області вібраційної техніки було за науковцями Західної Європи та Північної Америки. Але ,за деякий час, за основними напрямками вітчизняні науковці уже випереджали зарубіжних вчених.

Суттєвий вклад в досконалення дебалансних вібраторів і їх приводів внесли науковці Національного гірничого університету та Інституту геотехнічної механіки (м. Дніпро) Б.І.Крюков, В.П. Франчук, В.П. Надутий, в тому числі і їх науковий керівник академік В.М. Потураєв. Основні їх надбання зосереджувались на дебалансному приводу, що вимагало розроблення простих конструкцій з великими збурюючими силами для громіздких вібраційних машин гірничодобувної галузі Створення методик та методів розрахунків, в тому числі експериментальних зразків здійснювали науковці Київської школи вібротехніки Ю.Ф. Чубук, І.І. Назаренко, В.Б. Яковенко [1] та ін. Їхня створена вібротехніка успішно використовувалася для ущільнення бетонних сумішей в будівельній індустрії.

Створення тримасових вібраційних машин здійснювали науковці та провідні інженери Львівської політехніки В.О. Повідайло, Р.І. Сілін, В.А. Щигель, В.Д. Уфимцев, О.В. Гаврильченко, Ю.П. Шоловій, А.Л. Беспалов [2, 3]. Ними було розроблено та досліджено ряд мало – та середньогабаритних вібраційних машин для багатьох напрямків, де були застосовані динамічні гасники. Конструкції розроблених цих вібромашин були тримасовими, але в розрахункових схемах вони розглядались переважно як дво – одномасові.

Сучасні дебалансні вібратори та їх приводи, які входять в склад вібраційних машин мають складну будову. Також можемо констатувати про дебалансний вібратор, як одного із електроприводом, як про електромеханічну машину. В процесі роботи вона виконує вібраційну або віброударну дію на об'єкт. Вібраційну дію викликають дебаланси, в результаті чого виникають вертикальні відцентрові сили. Нами досліджено дебалансний вібратор із

змінним статичним моментом і приводом від електродвигуна, а також, як альтернативний, від гідромотора.

Враховуючи те, що в вібраційну механічну систему входять пружні елементи, це металеві конструкції і вібратор, діючі сили яких мають змінний характер, то можемо констатувати, що при роботі вібромашини пружні ланки коливаються і створюють додаткові навантаження.

Щоби спростити розрахунки застосовуємо математичну прикладну програму MathCAD.

Вібраційне навантаження на дебалансний вібратор, в тому числі – заглиблення палі здійснюється спеціальним механізмом який називається віброзаглибником або вібромолотом.

Цей механізм являє собою електромеханічну машину. Вона надає палі вібраційну дію. Її встановлюють на палезаглиблюючий пристрій і сполучають з оголовком палі.

Вібраційну дію заглибника створюють дебаланси, в результаті чого виникають вертикальні відцентрові сили, які передаються через оголовник на палю. При виконанні процесу заглиблення палі виникає руйнування структури ґрунту в якому проходять незворотні деформації.

При роботі віброзаглибника мають місце перехідні процеси у механізмі приводу дебалансного вібратора, що спричиняє виникненню додаткових сил. В свою чергу необхідно відмітити, що на прохідні динамічні перехідні процеси суттєво здійснюють вплив інерційні й жорсткісні параметри ланок механізму.

Дана робота і направлена на вирішення, з використанням застосунку MathCAD, питань створення і дослідження дебалансних вібраторів і їх приводів, котрі відповідали би сучасним вимогам.

Метою роботи є висвітлення результатів математичного моделювання коливальних процесів при дослідженні альтернативних приводів дебалансних вібраторів зі змінним статичним моментом та визначення динамічних навантажень на їх елементи.

На розроблену нами конструкцію дебалансного вібратора зі змінним статичним моментом подана заявка на видачу Патента України.

Подальші дослідження приводів дебалансних вібраторів зі змінним статичним моментом дали нам можливість виявити один із альтернативних перспективних напрямів – гідропривід. Тобто здійснення обертання дебалансного вала гідромотором. Хоча альтернативний спосіб вимагає додаткового обладнання до вібратора, за те значно розширює діапазон регулювання (зміну) статичного моменту в процесі виконання технологічних операцій.

Для дослідження динаміки гідроприводу дебалансного вібратора нами виконано математичне моделювання його роботи.

У роботі теоретично досліджено, з використанням математичного програмного застосунку MathCAD, динаміку механізмів електро- і гідроприводів дебалансних вібраторів.

Отримані результати дослідження механізмів приводів дебалансних вібраторів, з використанням математичного програмного середовища MathCAD,

можуть бути використані при проектуванні, розрахунку та визначенні динамічних навантажень подібних вібраторів вібраційних машин.

Література

1. Jagadish, H. P. *Robust Sensorless Speed Control of Induction Motor with DTFC and Fuzzy Speed Regulator* / H. P. Jagadish, S. F. Kodad // *International Journal of Electrical and Electronics Engineering*. – 2011. – № 5. – P. 17–27.
2. Kaplan, D. *Understanding Nonlinear Dynamics* / D. Kaplan, L. Glass. – New York: Springer-Verlag, 1995. – 420 p.
3. Назаренко І.І. *Вібраційні машини і процеси будівельної індустрії: навчальний посібник* / І.І. Назаренко. – К: КНУБА, 2007. – 230 с.

УДК 624.1

Васильєв Олексій Сергійович, к.т.н., доцент

Число Андрій Володимирович, аспірант

Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

РОЗРОБКА УНІВЕРСАЛЬНОГО ПРИВОДУ БУДІВЕЛЬНИХ МАШИН РЕДУКТОРНОГО ТИПУ

Більшість машин, в тому числі будівельних, побудовані по загальноприйнятій схемі, а саме: рушій – передачі – робочий орган. Залежно від застосування обладнання необхідно підтримувати або змінювати різні кінематичні характеристики та їх похідні (швидкість, частоту обертання, задану траєкторію). Для цього використовуються привода різної конструкції з різним передаточним відношенням, бо двигун має сталі характеристики. Використання редукторів з зубчастими механізмами дають ряд беззаперечних переваг, а саме: стаке передаточне відношення, збільшення обертового моменту, тривалий термін роботи, надійність [1].

При проектуванні нової техніки важливою ознакою якості та досконалості є використання технічних рішень здатних раціонально використовувати ресурси. Будівельна техніка відноситься до так званих технологічних машин, тобто тих які виконують потрібні дії згідно вимог технології виробництва. Часто виникає потреба поєднати декілька дій (операцій) в одному агрегаті. Прикладом цього є штукатурні агрегати, які поєднують приготування розчинних будівельних сумішей та транспортування до місць використання, тобто використовується змішувач та розчинонасос [2]. Якщо розглядати окремо ці два види машин, то вони мають окремі приводи робочих органів, але ці засоби працюють послідовно, тому раціональніше використовувати загальний привод з керуванням. Такі приклади не поодинокі, тому ідея універсального приводу з одним двигуном є актуальною.

Привода технологічних машин під час роботи постійно сприймають змінні навантаження (холостий пуск, пуск з навантаженням, введення компонентів, пікові та робочі навантаження та інше) [3]. Ці динамічні фактори повинні бути

враховані на етапі проектування, тому при розрахунку моменту сил опору необхідно враховувати:

$$M_{оп} = M_{п} + (M_3 - M_{п}) \cdot |\sin(\omega \cdot t)|, \quad (1)$$

де $M_{п}$ – постійний момент сил опору;

M_3 – змінний момент сил опору.

Один з варіантів універсального приводу будівельних машин редукторного типу представлений на рисунку 1.

Відмінністю є живлення від одного двигуна до якого через муфту приєднано двоступінчастий циліндричний редуктор (передаточні числа по ступеням підбираються за енерго-кінематичним розрахунком). На тихохідний вал, який має вихід на дві сторони, встановлено електромагнітні муфти для керування вмикання різних споживачів. За потреби мати більшу кількість обертів, але менший обертовий момент на робочому органі технологічної машини, можна під'єднатись до проміжного валу редуктора.

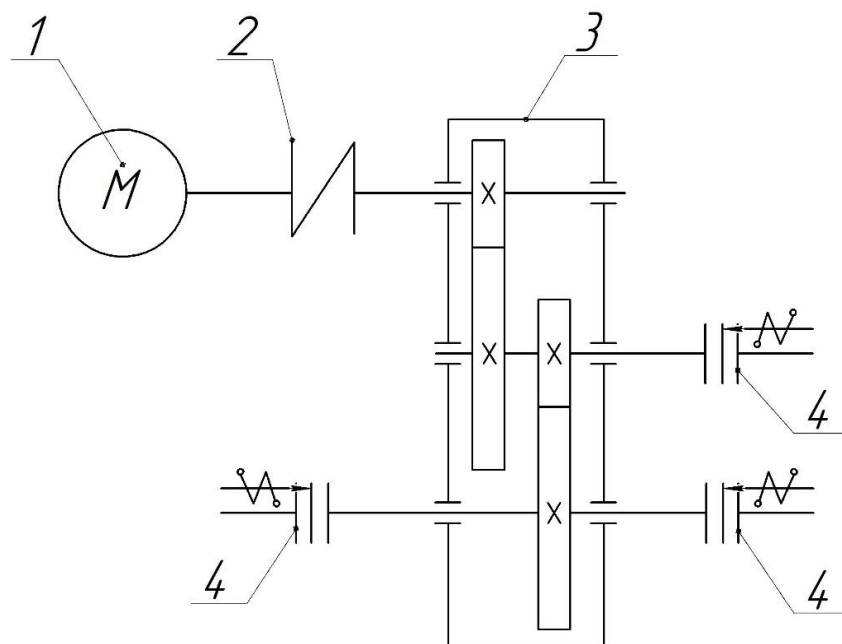


Рисунок 1 – Кінематична схема редукторного приводу будівельної техніки:

1 – електродвигун; 2 – з'єднувальна муфта; 3 – редуктор (двоступінчастий циліндричний); 4 – електромагнітні муфти для керування вмикання різних споживачів

Література

1. Будівельна техніка: підручник / В.О. Онищенко та ін. Київ: Кондор-Видавництво, 2017. 416 с.
2. Putzmeister. URL:<https://putzmeister.com/web/european-union>. (дата звернення: 16.03.2025).
3. Маслов О.Г., Саленко Ю.С., Єгоров Д.Г., Вакуленко Р.А., Дятловська В.Л. Дослідження приводів машин із зубчастими редукторами. Вісник Кременчуцького національного університету імені Михайла Остроградського. 2020. Вип. 5-6(124-125). С. 139–146. DOI: 10.30929/1995-0519.2020.5-6.127-132.

УДК 629.113

*Криворот Анатолій Ігорович, к.т.н., доцент
Захарченко Руслан Володимирович, к.т.н., доцент
Митрофанов Павло Борисович, к.т.н., доцент
Петренко Вадим Андрійович, студент*

Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

КОМПЛЕКСНА ОЦІНКА ПІДВІСКИ АВТОМОБІЛЯ ЯК ФАКТОРУ БЕЗПЕКИ І КОМФОРТУ ДОРОЖНЬОГО РУХУ

Дослідження плавності руху транспортних засобів, яке має на меті мінімізацію вертикальних прискорень і вібрацій, що впливають на водія та пасажирів, є ключовим аспектом проектування автомобільних підвісок. Плавність руху стала окремим розділом у теорії динаміки і важливим фактором комфорту, відображеним у стандартах охорони здоров'я та безпеки праці (ДСТУ, ISO, EN тощо). Формування критеріїв комфорту та безпеки базується на аналізі впливу коливань і вібрацій на організм людини. Від перших фізіологічних підходів до оцінки комфорту до сучасних методів аналізу використовувалися як суб'єктивні (відчуття комфорту), так і об'єктивні (частотні характеристики, прискорення) показники [1 - 4].

Безпека є одним з основних критеріїв ефективності підвіски автомобіля, оскільки вона забезпечує стабільність транспортного засобу при русі, що є необхідним для мінімізації ризиків дорожньо-транспортних пригод. Підвіска виконує функцію стабілізації коліс та кузова автомобіля, забезпечуючи їх оптимальне зчеплення з дорожнім покриттям, що критично важливо для підтримки керованості та стійкості транспортного засобу, особливо в екстремальних умовах. Підвіска підтримує оптимальне співвідношення розподілення мас між кузовом і колесами, що дозволяє рівномірно розподіляти навантаження на автомобіль під час різних маневрів (поворотів, гальмування, прискорення). Неправильне налаштування підвіски або її несправність можуть призвести до втрати стабільності, що збільшує ймовірність виникнення аварійних ситуацій, таких як перевертання або занос. Якість підвіски безпосередньо впливає на ефективність гальмування, маневрування та стабільність автомобіля, що є критичним для зниження ризиків дорожньо-транспортних пригод, особливо на мокрих, слизьких або пошкоджених дорогах. Підвіска має здатність поглинати удари та вібрації, що виникають при русі по нерівностях дороги, вибоїнах чи інших дефектах дорожнього покриття.

Комфорт є не менш важливим аспектом експлуатаційних характеристик автомобіля, оскільки безпосередньо визначає рівень задоволення водія та пасажирів від перебування в транспортному засобі. Якість підвіски має вирішальне значення для зниження механічних коливань, вібрацій та шуму, що передаються від дороги до кузова автомобіля, тим самим покращуючи умови для поїздки. Якісна підвіска дозволяє значно знизити неприємні відчуття, які виникають під час руху по нерівностях, що зменшує фізичну напругу водія та пасажирів і покращує загальний комфорт поїздки.

Вібрації, що виникають в колесах і кузові автомобіля, усуваються або значно зменшуються за допомогою амортизаційних елементів. Їх завдання полягає в гасінні коливань, що виникають в системі «автомобіль - підвіска». Гасіння полягає у зменшенні величини коливань колеса і кузова автомобіля (амплітуди коливань) і в скороченні їх тривалості. Правильне функціонування системи підвіски має важливе значення для безпеки руху (підвищення тягового зчеплення транспортного засобу), оскільки збільшує тривалість контакту транспортного засобу з поверхнею при русі по нерівній поверхні. Це також суттєво впливає на термін служби транспортного засобу, надійність функціонування інших підсистем і систем транспортного засобу, комфорт подорожі пасажирів і стан вантажів, що перевозяться (завдяки зменшенню вібрацій, що передаються на транспортний засіб). Тому визначення її технічного стану має вирішальне значення для правильної експлуатації транспортного засобу. Тестування системи підвіски полягає у виявленні неефективних елементів, що унеможливають виконання вищезазначених функцій.

Оцінка технічного стану амортизаторів за допомогою вимірювальних приладів полягає в реєстрації амплітудних кривих для підвіски і в порівнянні отриманих характеристик зі стандартними кривими для досліджуваного автомобіля.

Отже дослідження робочих процесів підвіски автомобіля є важливим як з точки зору забезпечення комфорту та безпеки водія і пасажирів, так і з погляду підвищення надійності транспортного засобу в цілому. А дослідження робочих процесів підвіски методом вільного падіння є важливим етапом у вдосконаленні якості діагностики автомобільного транспорту, сприяючи покращенню безпеки, комфорту та надійності руху.

Література

- 1. ДСТУ EN ISO 5349-1: 2005 Вібрація механічна. Вимірювання та оцінювання впливу на людину вібрації. Частина 1: Загальні вимоги (EN ISO 5349-1:2001, IDT).*
 - 2. ДСТУ EN ISO 5349-1: 2005 Вібрація механічна. Вимірювання та оцінювання впливу на людину вібрації. Частина 2: Практична установка вимірювання на робочому місці. (EN ISO 5349-1:2001, IDT).*
 - 3. ISO 10056: 2001. Mechanical vibration – Measurement and analysis of whole – body vibration to passengers i crew are exposed in vehicles.*
 - 4. EN 1032: 2003 Mechanical vibration – Testing mobile machinery in order to determine the vibration emission value.*
-

УДК 629.113

*Сахно Володимир Прохорович, д.т.н., професор
Національний транспортний університет
Криворот Анатолій Ігорович, к.т.н., доцент
Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»*

ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ ПІДВІСКИ АВТОМОБІЛЯ МЕТОДОМ ВІЛЬНОГО ПАДІННЯ

Підвіска автомобіля є одним із ключових елементів його конструкції, яка забезпечує комфорт і безпеку руху. В умовах сучасного автомобільного руху, що характеризується зростанням інтенсивності, різноманітністю типів дорожніх покриттів та збільшенням вимог до комфорту і безпеки, питання вдосконалення підвіски автомобіля набуває особливої актуальності. Постійні механічні навантаження, удари від нерівностей дороги, вібрації та динамічні зміни навантажень створюють значний вплив на елементи підвіски (пружини, амортизатори, стабілізатори поперечної стійкості тощо). Саме тому важливо проводити глибокі дослідження робочих процесів підвіски, щоб оптимізувати її параметри для ефективної роботи в різних умовах [1]/

Одним із перспективних напрямів вивчення роботи підвіски є її дослідження методом вільного падіння. Цей метод передбачає моделювання реальних умов експлуатації автомобіля через швидке прикладення та зняття навантажень, що дозволяє оцінити поведінку системи у перехідних режимах роботи. Також більш розгорнуто можна аналізувати ключові параметри підвіски, такі як: ефективність гасіння коливань; жорсткість і демпфуючі властивості; вплив конструктивних елементів на поведінку системи.

Для проведення експериментальних досліджень була спроектована, змодельована і виготовлена спеціальна конструкція візка (рис. 1) для дослідження підвіски автомобіля методом вільного падіння.

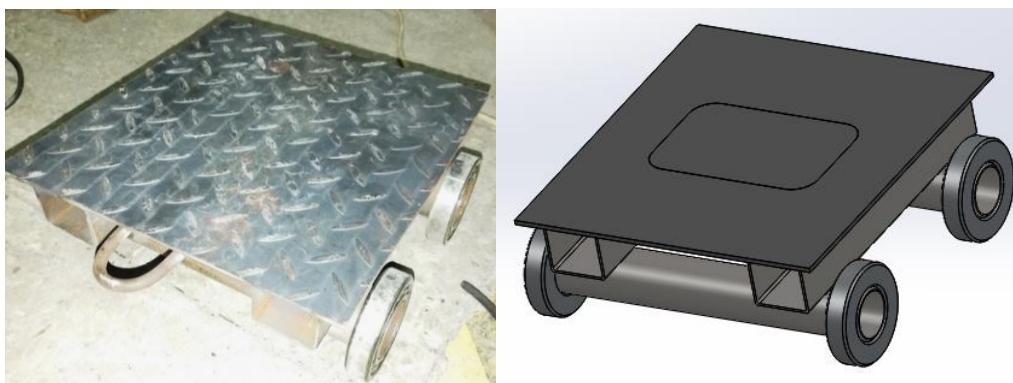


Рисунок 1 – Загальний вигляд і модель візка в програмі SolidWorks

В дослідях використовувалось програма Accelerometer Meter від розробника Kewulsoft. Програма створена для запису та відображення величини прискорення, що вимірюється вбудованими в смартфон акселерометрами у графічному та текстовому файлі. За допомогою програми Microsoft Office Excel

всі коливальні процеси можна відобразити для аналізу на комп'ютері в наглядному вигляді (рису.2).

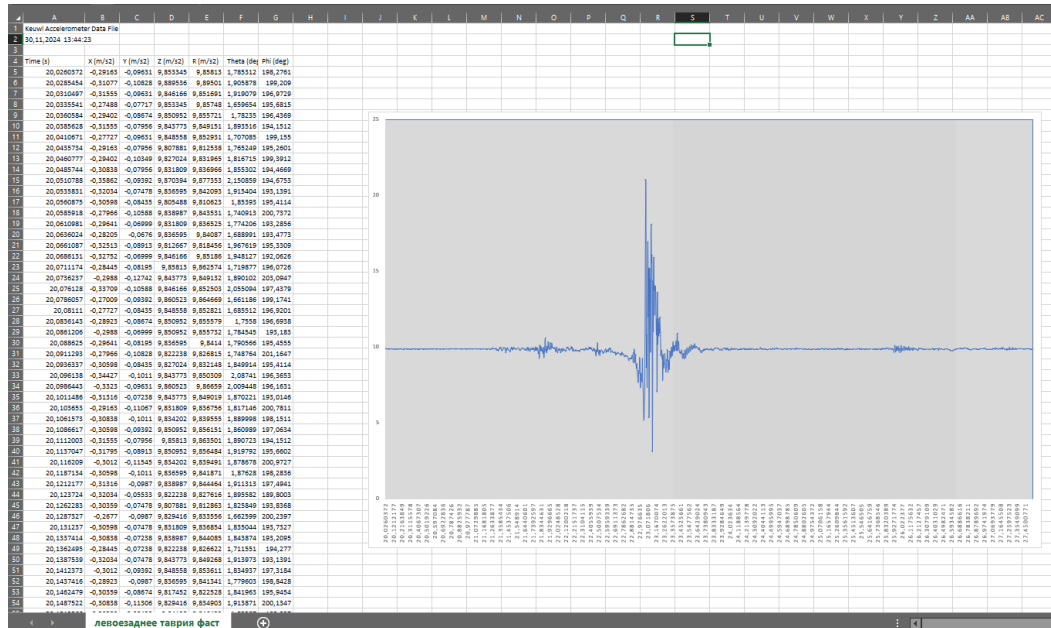


Рисунок 2 – Обробка вимірних значень та побудова графіків

Для дослідження робочих процесів підвіски автомобіля методом вільного падіння виконувалось наступне (рис.3): почергово колесо однієї осі встановлювалось на візок; вимірювальний комплекс жорстко кріпився до кузова автомобіля по осі обертання колеса на одній висоті від неї; проводилося різке висмикування візка з під колеса з одночасним записом діаграми затухання коливань.



Рисунок 3 – Зняття робочих процесів підвіски автомобіля методом вільного падіння

Із збереженого масиву даних можна виділити і побудувати графіки затухання коливань по осям координат (x y z). На рисунку 4 відображено експериментально визначений процес затухання вертикальних коливань підвіски з сторони лівого заднього колеса автомобіля ЗАЗ-1102 Таврія (по осі z). З нього можна визначити максимальну амплітуду коливань (11 м/с² в нижньому діапазоні і 10 м/с² – у верхньому) та час затухання (в даному випадку складає 1,48 с).

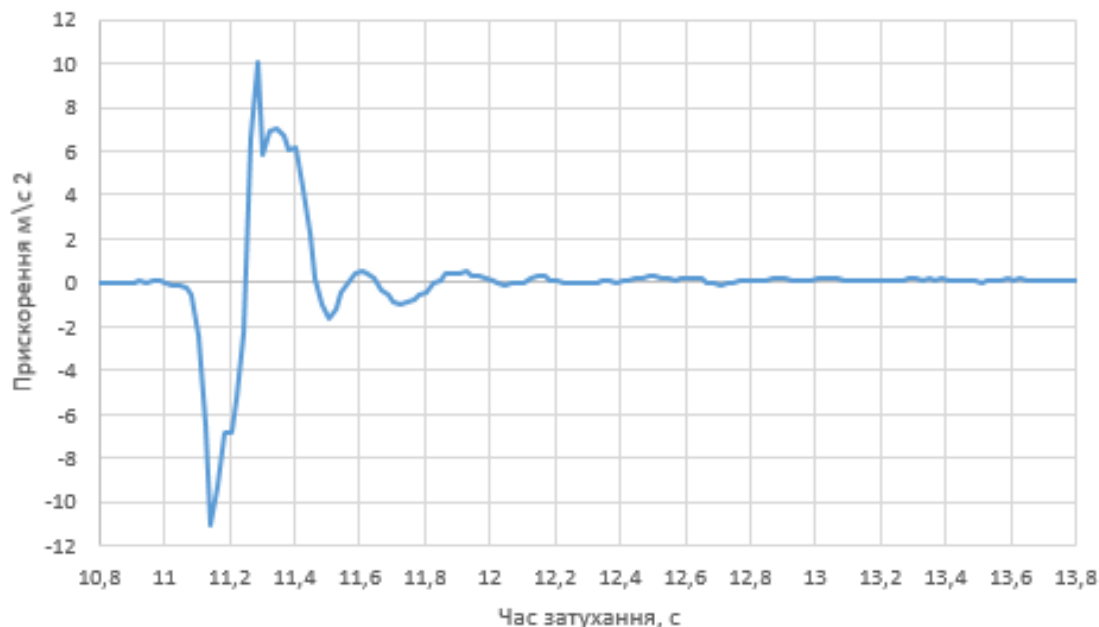


Рисунок 4 – Експериментально визначений процес затухання вертикальних коливань підвіски з сторони лівого заднього колеса автомобіля ЗАЗ-1102 Таврія

Метод вільного падіння, як засіб експериментального аналізу, дозволяє отримати комплексну інформацію про роботу підвіски в умовах реального навантаження, оцінити її енергопоглинальні властивості та проаналізувати вплив різних параметрів конструкції на її ефективність. Цей підхід має низку переваг у порівнянні з традиційними методами аналізу, оскільки забезпечує високу точність отриманих результатів і дозволяє створити більш повну картину динамічної роботи підвіски по усім координатним осям.

Література

1. EN 1032: 2003 Mechanical vibration – Testing mobile machinery in order to determine the vibration emission value.

АНАЛІЗ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ АВТОМОБІЛЯ КРАЗ-5401Н2 ПРИ ОПТИМІЗАЦІЇ ПЕРЕДАТОЧНИХ ВІДНОШЕНЬ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ

Автомобільний транспорт в Україні становить потужний сектор економіки, що обслуговує практично всі галузі господарства та верстви населення. Технічний рівень автомобільної техніки повинен забезпечувати її перспективність та конкурентоспроможність на світовому рівні, високу економічність та відповідність екологічним нормам.

При проектуванні нової техніки на базі іншої, тобто модифікації (наприклад КрАЗ 5401Н2 на базі КрАЗ-5401) змінюються показники експлуатаційних властивостей автомобіля в цілому. Найбільший вплив чиниться на тягово-швидкісні властивості та паливну економічність автомобіля. Одним із можливих шляхів поліпшення цих властивостей є реалізація в конструкціях автомобілів оптимальних параметрів трансмісії, які в свою чергу, характеризуються кількістю передач і значенням передаточного числа на кожній із передач.

Враховуючи, що при модернізації базової моделі автомобіля, або при заміні ДВЗ від старих ЯМЗів на Cummins ISLe 375 30 (EURO-3) (США), трансмісія здебільшого залишається незмінною, задача оптимізації трансмісії автомобіля стає особливо актуальною.

Визначивши зовнішньо-швидкісні характеристики двигуна внутрішнього згоряння Cummins ISLe 375 30 (EURO-3), вони були використані при визначенні ряду передавальних чисел трансмісії.

На рисунку 1 представлено графічне вирішення задачі оптимізації ряду передавальних чисел коробки передач автомобіля КрАЗ-5401Н2 за сімома методиками з порівнянням стандартної коробки. Розглянувши наведені результати можна зробити твердження, що всі вони індивідуальні і забезпечують лише окремі високі експлуатаційні властивості і лише в конкретних умовах експлуатації, причому жоден з законів та жодна з представлених методик не в змозі одночасно забезпечити високі показники як тягово-швидкісних властивостей так і паливно-економічних.

Для того щоб визначитись з найкращим із розглянутих методик вибору передаточних чисел коробки передач проводять додаткові дослідження із визначення розгінних якостей досліджуваного транспортного засобу [1]. В нашому випадку це буде доцільно, тому проведемо аналіз характеристик розганяння автомобіля, які можна розділити на два види, а саме характеристика розгону за часом (рис.2), та характеристика розгону за шляхом (рис.3), а так як досліджуваний автомобіль відноситься до вантажних, то графічне відображення побудуємо до швидкості розганяння 80 км/год.

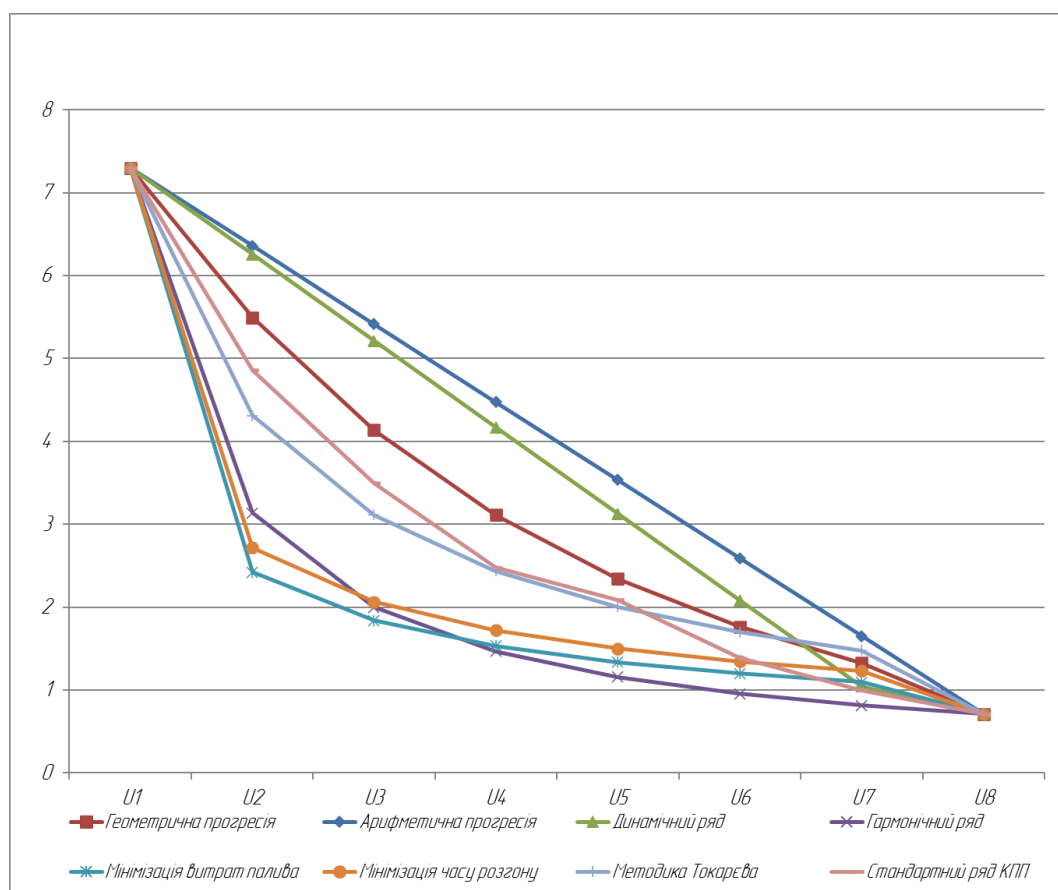


Рисунок 1 – Залежність передаточного числа від номера передачі

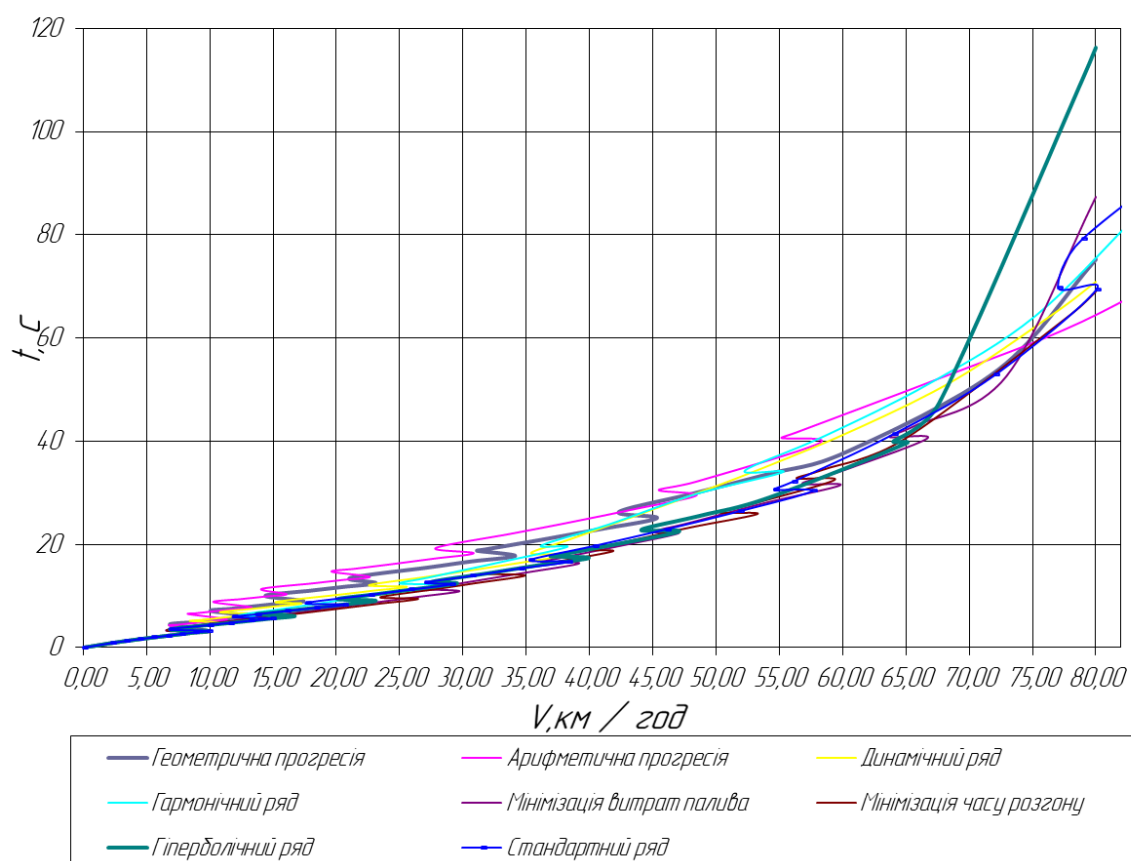


Рисунок 2 – Характеристика розгання автомобіля КрАЗ 5401Н2 за часом

Аналізуючи розгонну характеристику за часом можна зробити висновок, що найшвидше швидкості 80 км/год досягне автомобіль із передаточними числами коробки передач визначеними за арифметичною прогресією. А стандартний ряд (заводська КП) показала, що за цією характеристикою ні чим не поступається із розрахованими за законами динамічного ряду, гармонійного ряду, мінімізації витрат палива та геометричної прогресії. Найгіршими були закони визначення за гіперболічним рядом і мінімізацією часу розгону.

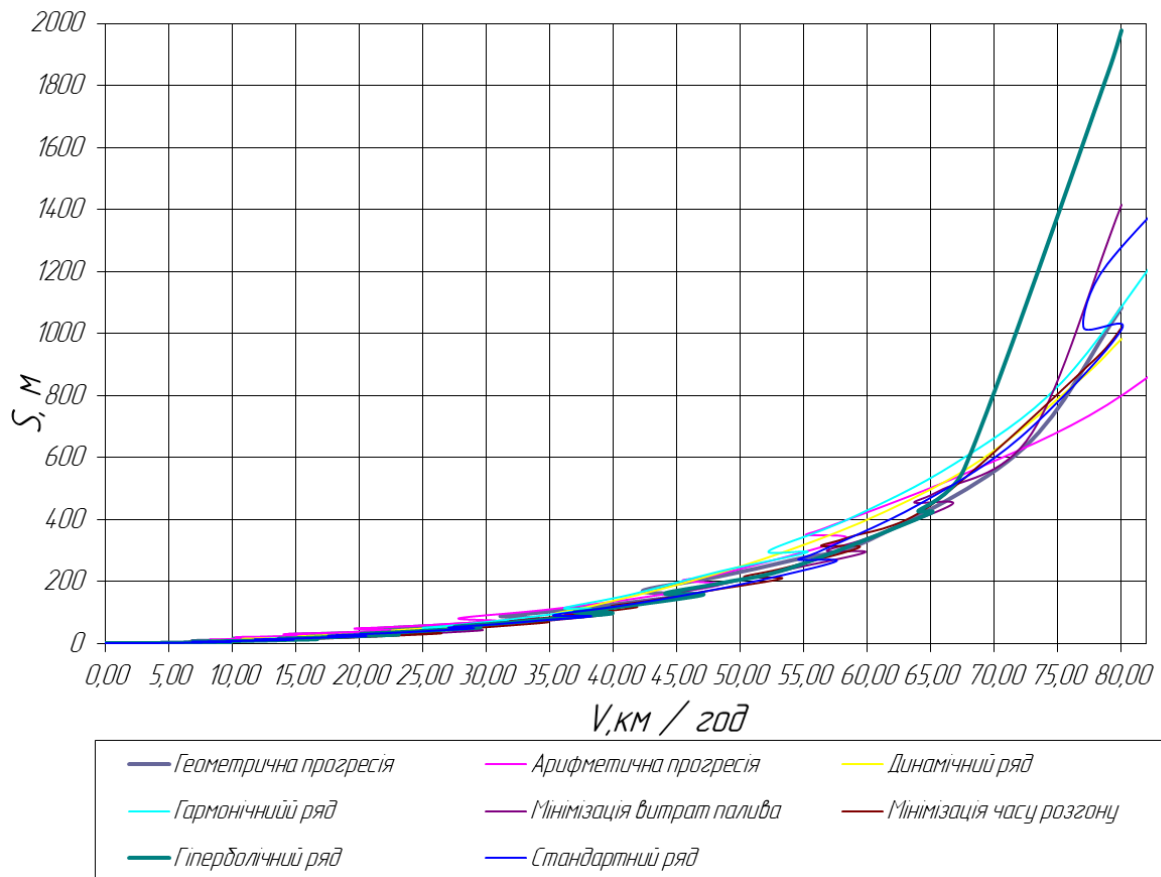


Рисунок 3 – Характеристика розганяння автомобіля КрАЗ 5401Н2 за шляхом

Аналізуючи розгонну характеристику за шляхом – бачимо, що найменший шлях пройде автомобіль до швидкості 80 км/год із КП передаточні числа якої визначені за арифметичною прогресією. Найгіршими були закони визначення за гіперболічним рядом. А всі інші знаходяться на майже однаковому рівні з невеликою розбіжністю.

Аналіз виконано лише за одним показником, який знову ж таки не дає повної інформації. Необхідно більш ґрунтовне дослідження.

Література

1. Автомобілі: Тягово-швидкісні властивості та паливна економічність. Навч. Посібник / [Сахно В.П., Безбородова Г.Б., Маяк М.М., Шарай С.М.]. – К: В-во «КВІЦ», 2004. - 174 с.

АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ЗМАЩУВАЛЬНИХ МАТЕРІАЛІВ ДВИГУНІВ АВТОМОБІЛІВ

Визначення моменту, коли експлуатаційні властивості моторної оливи погіршуються до такого рівня, що доцільним є проведення її заміни, дозволить підвищити ефективність використання змащувальних матеріалів. Тому вивчення процесу зміни якості моторних олив при експлуатації автомобілів є актуальним [1].

Впродовж експлуатації двигунів автомобілів на стан мастильних матеріалів впливає багато факторів, серед яких кліматичні умови, характер і якість дорожнього покриття, швидкісні режими роботи, ступінь навантаження, майстерність водія, налаштування паливної апаратури та інші. У результаті цих впливів у оливі поступово накопичуються різноманітні шкідливі домішки. Підвищений вміст забруднень призводить до руйнування присадок, що негативно позначається на всіх експлуатаційних характеристиках необхідних для двигунів автомобілів та сприяє зменшенню загальної їх довговічності [2, 3].

Серед ключових критеріїв оцінки ефективності моторної оливи слід виділити швидкість накопичення забруднень і ступінь погіршення присадок.

Зміни у технічному стані двигуна за короткий період часу призводять і до зміни якісних характеристик моторної оливи під час її експлуатації. Шкідливий вплив на надійність деталей двигуна від такої оливи, властивості якої з часом змінюються, проявляється не одразу, адже він є результатом тривалого часу взаємодії мастильного матеріалу з поверхнями деталей. Ситуація ускладнюється тим, що визначення стану параметрів, які впливають на роботу двигуна, часто залишаються недосконалими. Це створює проблеми, коли в процесі експлуатації досить складно своєчасно виявити або зафіксувати зміни, що безпосередньо позначаються на надійності та терміні служби двигуна.

У системі змащування двигуна безперервно здійснюється накопичення та видалення різноманітних небажаних домішок. При заміні моторної оливи і досягненні певного напрацювання спостерігається стабілізація концентрації цих домішок [3].

Для конкретного двигуна протягом певного проміжку напрацювання моторної оливи швидкість очищення оливи за допомогою масляного фільтра залишається стабільною, а витрата оливи змінюється лише незначно [1]. Такий баланс у системі змащування двигуна зберігається впродовж окремого часу, але після закінчення цього періоду рівновага порушується. Зі збільшенням напрацювання оливи в системі змащування починають накопичуватися нерозчинні домішки, які перебувають у дрібнодисперсному стані та не

видаляються фільтром, а одночасно збільшується кількість продуктів окислення. У результаті концентрація забруднень у моторній оливі значно зростає, що призводить до суттєвого погіршення її експлуатаційних характеристик [4].

Можна зробити висновок, що критеріями ефективності подальшого використання моторної оливи є рівень її впливу на процеси зношування та забруднення різного роду відкладеннями елементів двигуна. На інтенсивність зношування деталей двигуна, утворення шлаків та інших небажаних відкладень головним чином впливають такі показники моторних олив, як:

- зростання вмісту нерозчинних домішок;
- зростання кислотного числа присадок;
- підвищення концентрації сполук окислення.

Отже, організувавши системний контроль запропонованих показників, можна підтримувати ефективність використання змащувальних матеріалів двигунів автомобілів на заданому рівні, шляхом своєчасного та обґрунтованого проведення їх заміни.

Література

1. Лудченко О. А. *Технічне обслуговування і ремонт автомобілів: Підручник*. – К.: Знання-Прес, 2003. – 511 с.
2. Чабанний В. Я. *Паливо-мастильні матеріали, технічні рідини та системи їх забезпечення: навч. посіб.* / В. Я. Чабанний, М. І. Черновол, Є. К. Солових [та ін.]; ред. В. Я. Чабанний. – Кропивницький: ЦНТУ, 2022. – 486 с.
3. *Фізико-хімія паливно-мастильних матеріалів: Підручник за ред. Г. О. Сіренка* / Г. О. Сіренко, В. І. Кириченко, І. В. Сулима. – Івано-Франківськ: Супрун В. П., 2017. – 508 с.
4. ДСТУ 9032:2020 «Нафтопродукти. Оливи моторні. Загальні технічні вимоги» / Нац. стандарт України. Вид. офіц. – Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2020. – 46 с.

УДК 629.02

*Скорик Максим Олексійович, старший викладач
Михайлов Дмитро Олександрович, магістрант
Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»*

МЕТОДИ ПІДВИЩЕННЯ ЯКОСТІ ПАЛИВНОЇ АПАРАТУРИ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ

Параметри процесу впорскування палива погіршуються, як показує досвід, найчастіше через зміни зазору в прецизійних парах насоса і форсунок. А зазор змінюється внаслідок монтажних деформацій елементів конструкцій. Це підтверджується дослідженнями, які зокрема, довели, що при осьовому навантаженні зазор в одних перерізах плунжерної пари зменшується, а в інших – збільшується. Причому величина деформації прямо пропорційна прикладеній

осьовій силі. Наприклад, у разі нового насоса вона з'являється вже при моменті затягування штуцера рівному 30 Н·м. При 120 Н·м в перерізі вікон зазор зменшується до 1,5 мкм, а на ділянці, яка розташована на 10–15 мм нижче вікон, навпаки, збільшується до 3 мкм. У ході експлуатації відбуваються зношування і пластична деформація поверхні корпусу насоса, на яку спираються втулки пари, у результаті і пружна деформація збільшується в 1,5–2 рази. Вона є наслідком прояву неперпендикулярності між опорною поверхнею корпусу і різьбою під штуцер.

Із огляду на названі закономірності, плунжерні пари намагаються виконувати з малим зазором. Однак це часто призводить до раптових відмов паливної апаратури, обумовленим заїданням (прихоплюванням) плунжера у втулці (як правило, на ділянці, що безпосередньо прилягає до вікон втулки, тому що її деформація спрямована всередину).

Вивчивши випробування спеціально виготовленої втулки і набору плунжерів (зазори в з'єднанні «плунжер-втулка» – 0,5; 1; 1,5; 2; 3; 4 мкм) встановлено, що у плунжерних пар з зазором 0,5–1 мкм вже при монтажі з моментом затяжки штуцера, рівним 60 Н·м, плунжер зависає в області вікон втулки. Але в процесі нагнітання палива таке явище зникає (за рахунок змащуючої дії палива). Однак при зусиллі затягування 120–150 Н·м вже не зависання, а затискання плунжера в компресорній частині втулки спостерігається у значної частини плунжерних пар, що мають зазор 1–1,5 мкм, що пояснює розбіжність геометричних осей втулок і плунжерів внаслідок прогину компресійної частини втулки під дією монтажних зусиль. Причому прогин тим більший, чим більше зусилля затягування і непаралельність опорного торця втулки і корпусу насоса.

Таким чином, величина зазорів і ймовірність відмови прецизійних пар насосів високого тиску залежать від ряду конструкційних і технологічних факторів. Їх дію треба усувати або хоча б знижувати.

Найбільш простий спосіб, який не вимагає практично ніяких додаткових витрат – суворе дотримання величини зусилля затягування штуцера. Більш радикальні способи – це така зміна конструкції, яка б виключала можливість перезатягування, а також застосування технологічних прийомів, що забезпечують співвісність втулок і плунжерів. Дослідження показали, що пружна деформація елементів плунжерних пар впливає і на їх зносостійкість. Зокрема, встановлено, що зменшення деформацій до 0,3–0,5 мкм на 30% збільшує зносостійкість прецизійних деталей і повністю виключає раптові відмови, викликані спрацюванням при заїданні. Один з варіантів такого покращення – конструкційний. Полягає він у тому, що на торці корпусу нагнітального клапана робиться кільцеве виточення – так, щоб опорна поверхня клапана стала рівною опорній поверхні втулки плунжера і розташовувалася на одній осі з нею.

Геометрична форма і розміри деталей паливної апаратури в експлуатації змінюються не тільки за розглянутими вище причинами, а й внаслідок структурних перетворень матеріалу та внутрішніх залишкових напружень, що виникають в процесі термічної і механічної обробок.

Так, у деталях плунжерних пар, які виготовлені зі сталі ХВ1 і ШХ15, і голках розпилювачів (сталь Р18) після термічної обробки (загартування-холод-відпуск-старіння) зберігається 5–10% залишкового аустеніту, що обумовлює розмірну стабілізацію цих прецизійних деталей вже в процесі експлуатації. Усе перераховане позначається на формі і розмірах деталей, отже, і на зазорах. Однак основною причиною зменшення зазору є релаксація залишкових напружень: досліді на спеціально виготовлених зразках, що мають різну кількість залишкового аустеніту (від 6 до 20%), це підтвердили.

На операціях остаточної обробки найбільш відповідальних деталей паливних насосів і форсунок потрібно забезпечити високу точність розмірів і геометричної форми, а також шорсткість поверхні.

Резерви підвищення надійності паливної апаратури є в технології складання. Наприклад, зараз якість матеріалу прецизійних деталей контролюється вибірково, а в ремонтному виробництві – взагалі не перевіряється. У результаті паливні насоси збираються з деталей з різними властивостями. У підсумку – нерівномірне зношування останніх і нестабільна робота двигунів.

Отже, технічні вимоги на деталі розпилювачів форсунок і плунжерних пар паливних насосів слід розробляти стосовно деталей, що знаходяться в робочому стані, тобто після їх монтажу в насос і форсунку. У цьому випадку будуть забезпечуватися оптимальні величини монтажних деформацій, що призведе до підвищення ресурсу паливної апаратури на 30–50%.

УДК 629.07

Скорик Максим Олексійович, старший викладач

Пиріг Валентин Миколайович, студент

Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ВЛАСТИВОСТЕЙ БЕНЗИНІВ НА ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ АВТОМОБІЛЯ КАТЕГОРІЇ М1

Сучасні споживачі, у тому числі й автомобілісти, все частіше хочуть отримати максимум користі від продукту, який вони купують. Причому їхні бажання бувають досить різними. У сучасному автомобілі виробники намагаються задовольнити бажання якомога більшого кола потенційних покупців для досягнення успішних показників продажів. Вибір марки палива потенційно приваблює ширше коло осіб, оскільки це дає автовласнику можливість потенційно трохи змінити характеристики свого автомобіля, не вдаючись до внесення змін у конструкцію. Але при цьому виробник не показує, що саме від цього змінюється і на скільки, а індивідуальні відчуття автовласника не об'єктивні і не дають конкретних даних. Конкретні наукові дослідження з цієї теми або чіткі рекомендації фахівців не представлені в широкому доступі. Тому, метою дослідження є вивчення впливу властивостей

бензинів різних марок на експлуатаційні характеристики автомобіля та запропонування методу, за допомогою якого у автовласників з'явиться можливість легко та точно вибрати марку автомобільного бензину, виходячи з їх потреб.

Для більш точної оцінки показників ДВЗ здійснимо тепловий розрахунок двигуна G4FA автомобіля Hyundai Accent 4-го покоління із різними показниками теплоти згоряння палива (для марки бензину AI-92 43,5 МДж/кг, для AI-95 – 44,5 МДж/кг [1]), тим самим визначимо його основні індикаторні та ефективні показники та виконаємо порівняння результатів [2]. Отже, розрахунки показали, що завдяки лише зміні марки бензину із AI-92 на AI-95, який має вище значення октанового числа та вище значення нижчої теплоти згоряння палива можна отримати збільшення ефективної потужності на 2,81%, збільшення ефективного крутного моменту 2,82%, а також зниження питомої ефективної витрати палива на 2,76%.

Після цього за результатами теплового розрахунку виконаємо розрахунок і побудову зовнішньої швидкісної характеристики даного двигуна, який працює на двох марках бензину (рисунок 1) [3].

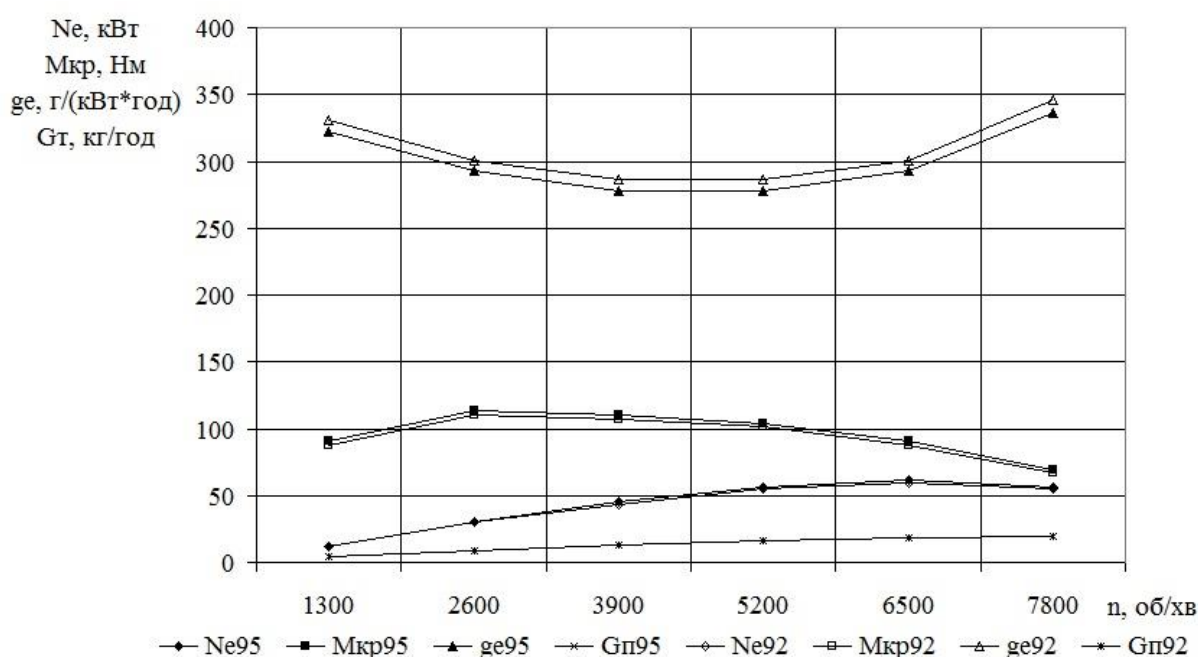


Рисунок 1 – Зовнішня швидкісна характеристика ДВЗ G4FA із застосуванням різних марок бензинів

Після розрахунку і побудови ЗШХ можна виконати дослідження впливу властивостей бензинів на експлуатаційні характеристики автомобіля Hyundai Accent 4-го покоління [3]. За автомобілем-прототипом приймемо вихідні дані для виконання розрахунків та побудови динамічної та поливно-економічної характеристик автомобіля, результати яких представимо на рисунках 2–4 та таблицях 1–2.

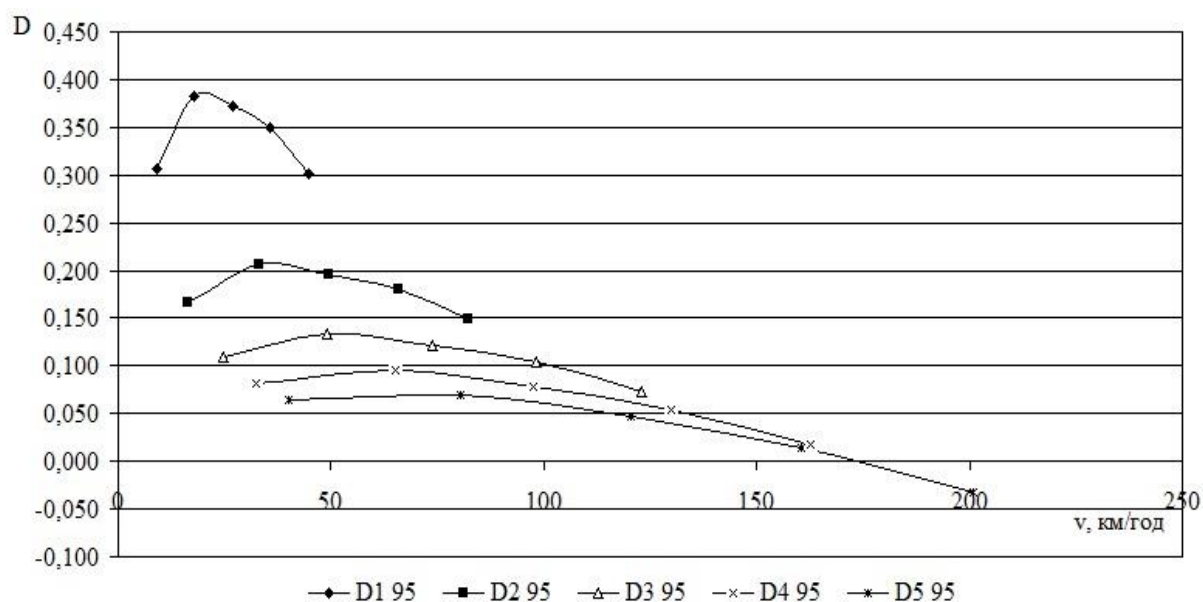


Рисунок 2 – Динамічна характеристика автомобіля Hyundai Accent, який працює на марці бензину AI-92

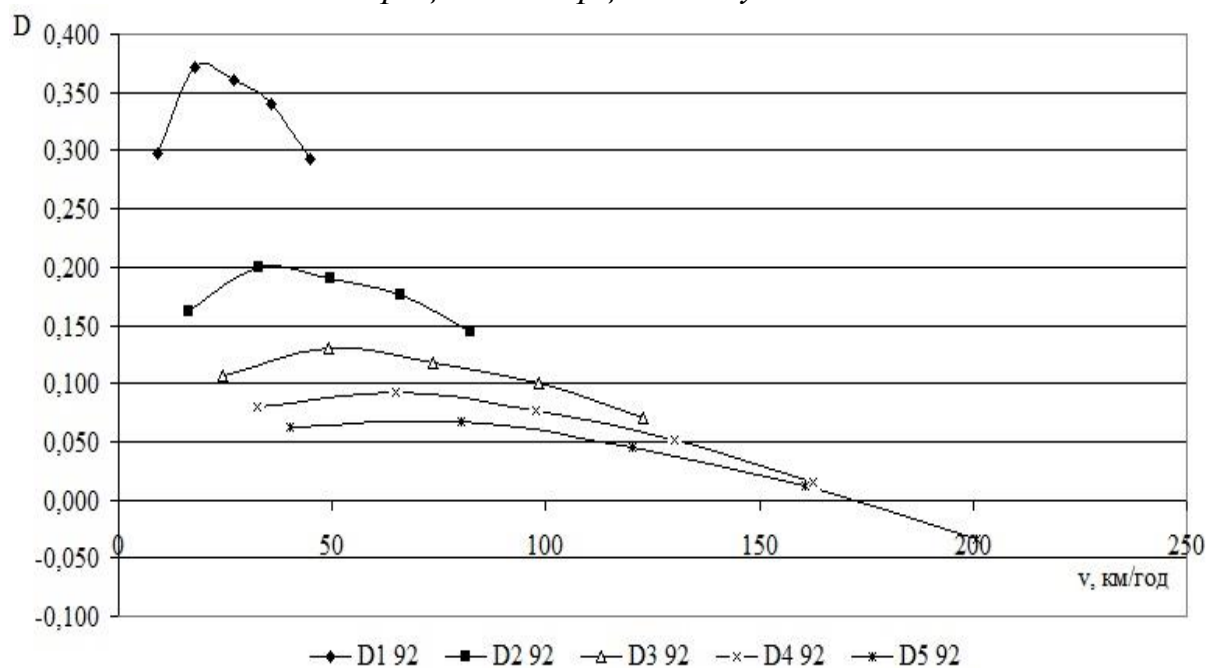


Рисунок 3 – Динамічна характеристика автомобіля Hyundai Accent, який працює на марці бензину AI-95

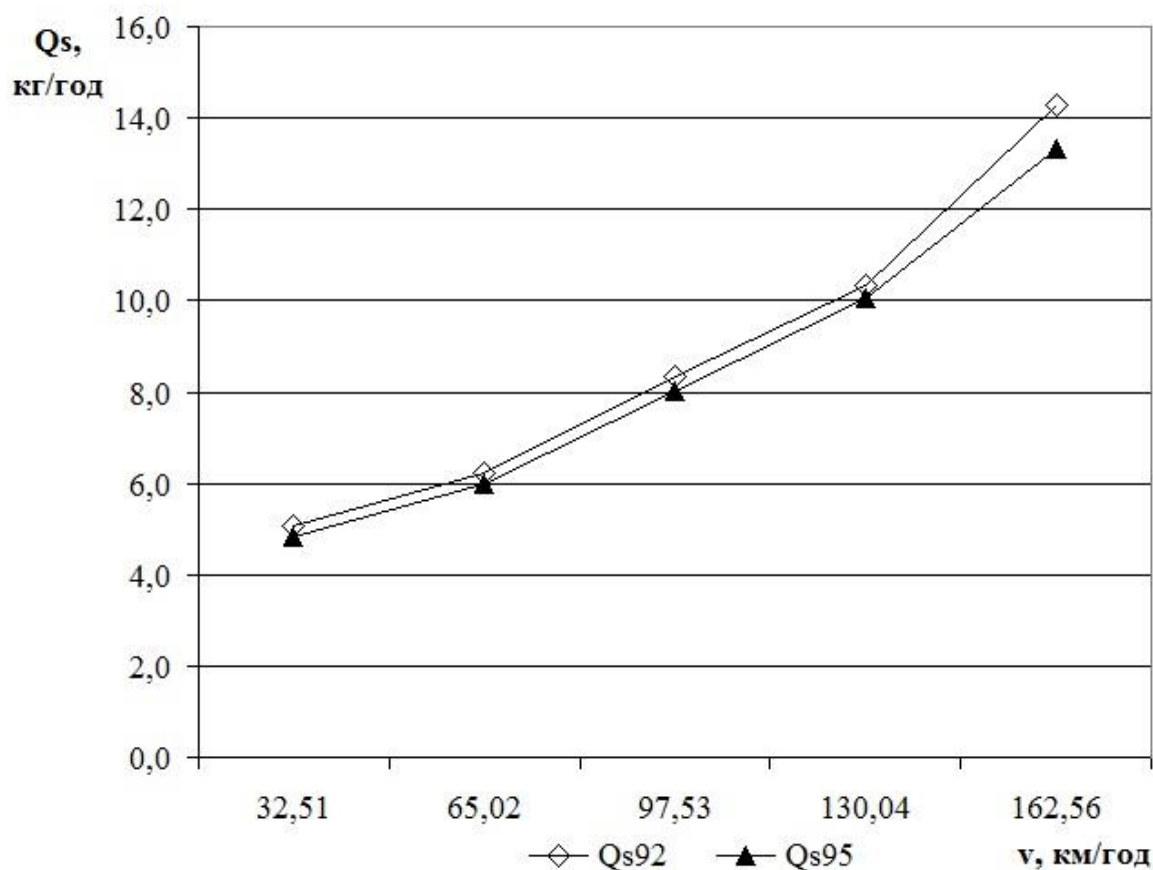


Рисунок 4 – Паливно-економічна характеристика автомобіля Hyundai Accent, який працює на різних марках бензину

Таблиця 1 – Порівняння результатів розрахунку динамічної характеристики автомобіля Hyundai Accent залежно від марки бензину

Передача	$D_{\max 92}$	$D_{\max 95}$	$\Delta D, \%$	$\alpha_{\max 92}, ^\circ$	$\alpha_{\max 95}, ^\circ$	$\Delta \alpha, \%$
1	0,372	0,383	2,8	31,0	31,9	2,7
2	0,200	0,205	2,8	16,8	17,3	2,9
3	0,130	0,133	2,9	10,9	11,2	3,1
4	0,092	0,095	3,1	7,9	8,2	3,2
5	0,067	0,069	3,5	6,2	6,4	3,4

Таблиця 2 – Порівняння результатів розрахунку паливно-економічної характеристики автомобіля Hyundai Accent залежно від марки бензину

Швидкість V, км/год	Витрата палива $Q_{S92}, \text{ л/100 км}$	Витрата палива $Q_{S95}, \text{ л/100 км}$	$\Delta Q_s, \%$
32,51	5,0	4,8	-4,05
65,02	6,2	6,0	-3,98
97,53	8,3	8,0	-3,92
130,04	10,3	10,0	-2,87
162,56	14,3	13,3	-6,65

Отже, порівнюючи результати розрахунків динамічної та паливно-економічної характеристик для автомобіля Hyundai Accent, який працюватиме на різних марках бензину, можна зробити загальний висновок, що для марки

бензину АІ-95, який матиме кращі властивості (вище октанове число та більшу густину) зростатиме ефективна потужність N_e , ефективний крутний момент двигуна M_e , що дає приріст динамічного фактора D та зростає значення максимального кута підйому $\alpha_{\max}$ на кожній передачі (таблиця 1), а також знижується ефективна питома витрата палива g_e , яка впливає на зниження шляхової витрати палива Q_s (таблиця 2).

Література

1. ДСТУ 7687:2015 Бензини автомобільні Євро. Технічні умови / Нац. стандарт України. – Вид. офіц. – [Чинний від 2016-01-01]. Київ: Держспоживстандарт України, 2015. 19 с.
2. Тепловий розрахунок двигуна внутрішнього згоряння: Методичні рекомендації до виконання курсової (розрахунково-графічної) роботи з дисципліни «Автомобільні двигуни» для здобувачів вищої освіти спеціальності 274 – «Автомобільний транспорт» усіх форм навчання / Укл. : М. О. Скорик. – Полтава : Національний університет імені Юрія Кондратюка, 2024. – 24 с.
3. 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 с.

УДК 629.3.01

*Васильєв Олексій Сергійович, к.т.н., доцент
Московець Сергій Олександрович, магістрант
Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»*

ПОРІВНЯННЯ ХАРАКТЕРИСТИК АВТОМОБІЛЯ «РУТА 23 NEXT» ІЗ РІЗНИМИ ВИДАМИ КОРОБОК ПЕРЕМІНИ ПЕРЕДАЧ

В невеликих та середнього розміру містах України, де пасажиропотік не такий великий, користуються попитом маршрутні таксі від 20 до 30 місць. Українці знайомі з такими транспортними засобами, як «Богдан», «Газель», «Рута» та інші [1]. Всі вони відповідають експлуатаційним потребам перевізників, але мають ряд недоліків. Одним з них є низькі показники динаміки розгону та руху в міському режимі [2]. Також важливим фактором є комфортні умови керування цими транспортними засобами. Водій в щільному міському потоці повинен додатково слідкувати за параметрами роботи трансмісії, що погано впливає на фізичний стан та увагу при русі [1]. Ще одним викликом сьогодення є люди з обмеженими можливостями (отриманими під час бойових дій), яким фізично важко це робити, але при певній технічній допомозі можливо. Комплекс цих недоліків можливо вирішити за допомогою встановлення на автомобіль автоматичної трансмісії.

Аналіз різних типів коробок перемикання передач з точки зору їх переваг та недоліків, дозволив вибрати для встановлення на автомобіль автоматичну коробку передач з планетарним редуктором та блокованим від проковзування

гідродинамічним трансформатором [3].

Для достовірності проведених досліджень встановлення динамічних, тягових та швидкісних характеристик автомобіля проаналізовано існуючі методики та виділено основні напрямки [4].

Тяговий розрахунок автомобіля «Рута 23 NEXT» з новою автоматичною коробкою передач встановив можливість долати опори руху при різних коефіцієнтах опору коченню колеса автомобіля на певних передачах.

Важливим показником автомобіля є динамічний фактор, який показує відношення вільної сили до ваги. Аналіз цього параметра дозволяє порівнювати транспортний засіб з різними коробками передач для вибору кращого варіанта.

Для виявлення оптимального типу коробки переміни передач встановлено та порівняно характеристики автомобіля (прискорення, час та шлях розгону).

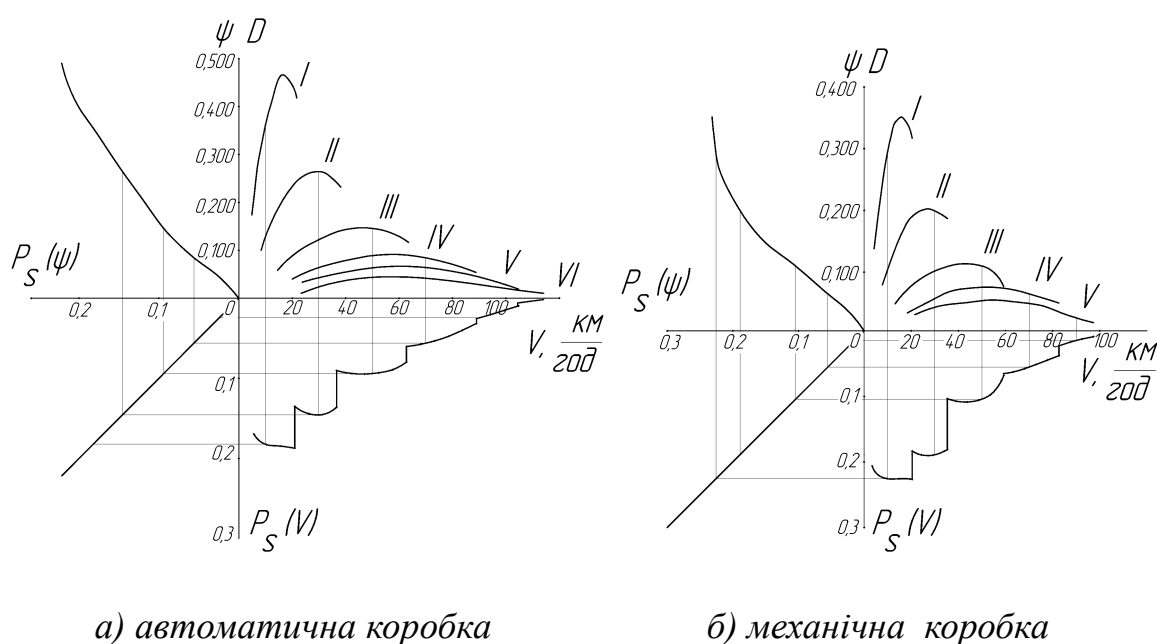


Рисунок 1 – Графіки визначення середньої швидкості автомобіля
«Рута 23 NEXT»

Якщо узагальнити всі отримані результати проведених досліджень автомобіля «Рута 23 NEXT» з новою автоматичною коробкою передач то можна стверджувати, що переобладнання дає переваги нового транспортного засобу, як в динаміці, так і в прискоренні, часі та шляху розгону. Фактор комфортних умов для водія, навіть з обмеженими можливостями, додає ще більшої користі.

Література

1. Михайло Кристопчук, Ігор Хітров, Олег Цьонь, Олег Почужевський. Дослідження координованого управління транспортними потоками в центральній частині міста / Том 1 № 16 (2021): Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. С. 82-90.
2. Солтус А.П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля: Навчальний посібник для ВНЗ. – К.: Арістей, 2010. – 155 с.

3. Порівняння МКПП і АКПП. URL: <http://avtomotospec.ua/sovety/otlichiya-pre-imushhestva-i-nedostatki-mexanicheskoy-i-avtomaticheskoy-korobki-peredach.html>.

4. Сохацький, А.В.. Динаміка автомобільних та інших транспортних засобів / А. В. Сохацький, О. В. Трофімов, О. Д. Фірсов /: – Київ, 2012. – 257 с.

УДК 629.07

Скорик Максим Олексійович, старший викладач

Чижик Артем Володимирович, магістрант

Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

ДОСЛІДЖЕННЯ ВТРАТИ ТЕПЛОТИ ПІД ЧАС ЗБЕРІГАННЯ ТЕПЛОАКУМУЛЮЮЧОГО МАТЕРІАЛУ ДЛЯ ПЕРЕДПУСКОВОЇ ПІДГОТОВКИ ДВИГУНА

За низьких температур різко підвищується в'язкість палива і моторних олив у двигуні, знижується температура охолоджуючої рідини, не забезпечується рекомендована робоча температура різних деталей і вузлів двигуна.

Запуск двигуна за умов від'ємних (низьких) температур також негативно впливає ресурс двигуна. Проведено безліч досліджень щодо впливу температури навколишнього середовища на знос двигуна під час пуску та прогріву ДВЗ до робочих температур.

Теплові акумулятори фазового переходу, як бортові накопичувачі теплоти, можуть допомогти у вирішенні проблеми оптимізації теплового навантаження на каталітичний нейтралізатор із метою якнайшвидшого виходу матриці конвертора на ефективний режим роботи. Однак широке впровадження таких пристроїв на автомобільному транспорті потребує цілеспрямованих додаткових теоретичних та експериментальних досліджень.

Основне завдання ТАФП – це зберігання запасеного тепла протягом певного проміжку часу та за необхідності віддавання його. Але протягом часу зберігання ТАМ може поступово втрачати запасене тепло.

У різних джерелах термін зберігання теплоти ТАМ визначається по-різному. У роботі [1] переохолоджений стан зберігався близько двох діб, після чого сталася мимовільна кристалізація ТАМ. У роботах [2] кристалізація відбувається протягом 2–5 годин після охолодження складу до кімнатної температури. Детальних досліджень із втрати теплоти під час зберігання знайти не вдалося.

Під час дослідження використовувалися герметично закриті пробірки, всередині яких був датчик температури. Пробірки нагрівалися до 75–80°C, після чого остуджувалися та зберігалися за кімнатної температури різну кількість часу. Через певний проміжок часу пробірки відкривалися, що змінювало внутрішній тиск і запускало активацію ТАМ.

Дослідження дозволило визначити кількість запасеного тепла, яка

втрачається під час зберігання ТАМ у переохолодженому стані (рисунк 1).

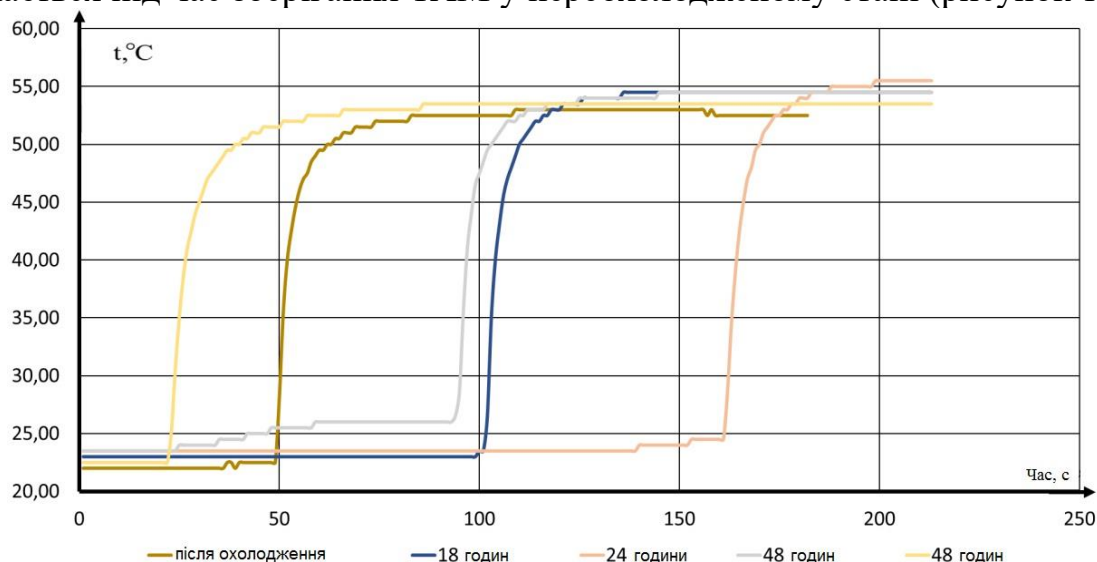


Рисунок 1 – Графіки температури кристалізації ТАМ під час активації локально через різний час зберігання

Було з'ясовано, що під час зберігання ТАМ у переохолодженому стані за кімнатної температури протягом двох діб склад не втрачає накопиченого тепла (таблиця 1).

Таблиця 1 – ΔT активації тригідрату ацетату натрію через різний час перебування у переохолодженому стані

№ з/п	Термін зберігання, год	Температура, °C		ΔT , °C
		Максимальна	Мінімальна	
1	0	53	22	31
2	18	54,5	23	31,5
3	24	55,5	23,5	32
4	48	54,5	23,5	31
5	48	53	22,5	30,5

Відмінність в отриманих результатах можна пояснити тим, що в інших роботах ТАМ не фільтрувався і кристалізувався набагато раніше, що не дозволяло зберігати ТАМ протягом довгого часу.

Література

1. Александров В. Д. Теплові акумулятори фазового переходу для транспортних засобів: параметри робочих процесів: монографія / В. Д. Александров, Ю. Ф. Гутаревич, І. В. Грицук та ін. – Донецьк: Вид-во «Ноулідж», 2014. – 230 с.

2. Gritsuk, I., Gutarevych, Y., Mateichyk, V., Volkov, V. Improving the Processes of Preheating and Heating after the Vehicular Engine Start by Using Heating System with Phase-Transitional Thermal Accumulator. SAE Technical Paper 2016-01-0204, 2016. doi:10.4271/2016-01-0204.

ОПТИМІЗАЦІЯ ЕНЕРГОВИТРАТ БЕТОНОЗМІШУВАЧА ЗА ДОПОМОГОЮ АНАЛІЗУ ЧАСОВОГО РОЗПОДІЛУ ЗМІШУВАННЯ

Часовий розподіл перемішування є важливим параметром, який характеризує динаміку змішування частинок у бетонозмішувачі протягом усього циклу роботи. Він дозволяє оцінити, як швидко компоненти суміші досягають однорідності, які етапи є найбільш критичними для інтенсифікації процесу та як змінюються показники ефективності змішування з часом.

Основна мета аналізу часових характеристик полягає у визначенні оптимального часу перемішування $t_{\text{опт}}$ – моменту, коли досягається максимальна однорідність суміші при мінімальних витратах енергії. Перемішування можна поділити на кілька стадій: початкове переміщення компонентів, інтенсифікація змішування та завершальне вирівнювання концентрацій.

На початковому етапі відбувається завантаження компонентів у барабан і їхнє первинне переміщення під дією гравітаційних та відцентрових сил. У цей момент коефіцієнт однорідності $\eta_{\text{рівн}}(t)$ є мінімальним, оскільки компоненти ще не перемішані. Швидкість зростання $\eta_{\text{рівн}}(t)$ на цьому етапі є низькою.

Інтенсифікація змішування характеризується активним переміщенням частинок у тривимірному просторі завдяки дії осциляцій, турбулентних потоків і зсувних деформацій. Зростання $\eta_{\text{рівн}}(t)$ є найбільш стрімким, що свідчить про ефективне вирівнювання концентрацій.

На завершальному етапі однорідність суміші вже наближається до порогового значення, а зростання $\eta_{\text{рівн}}(t)$ поступово уповільнюється. Більшість частинок уже інтегровані у загальний потік, і додаткові цикли змішування мають незначний вплив на підвищення однорідності.

Часовий розподіл перемішування можна описати за допомогою динаміки коефіцієнта однорідності $\eta_{\text{рівн}}(t)$:

$$\eta_{\text{рівн}}(t) = 1 - \frac{\sigma(t)}{\bar{c}}, \quad (1)$$

де $\sigma(t)$ – стандартне відхилення концентрації компонентів у часі,

$\bar{c}$ – середнє значення концентрації. Зростання $\eta_{\text{рівн}}(t)$ із часом свідчить про покращення рівномірності розподілу компонентів у суміші.

Критерієм завершення змішування є досягнення порогового значення $\eta_{\text{рівн}}(t_{\text{опт}}) \geq 0,95$.

Ще одним важливим показником є середній час перебування частинки у

зоні активного змішування $t_{зм}$:

$$t_{зм} = \frac{L}{\bar{v}}, \quad (2)$$

де L – середня довжина траєкторії частинки за один цикл обертання,

$\bar{v}$ – середня швидкість частинки. Чим менше $t_{зм}$, тим ефективніше змішування.

Розподіл концентрацій компонентів у часі можна описати рівнянням дифузії:

$$\frac{\partial c(x, y, z, t)}{\partial t} = D \nabla^2 c(x, y, z, t), \quad (3)$$

де D – коефіцієнт дифузії, що залежить від фізичних властивостей суміші (в'язкості, густини) та динамічних параметрів барабана.

Інтегрування цього рівняння дозволяє отримати часовий розподіл концентрацій і визначити, як швидко відбувається вирівнювання компонентів у різних зонах барабана.

Для визначення $t_{опт}$ необхідно враховувати не лише досягнення порогової однорідності, але й енерговитрати на змішування:

$$E_{зм}(t) = \int_0^t P(t) dt, \quad (4)$$

де $P(t)$ – потужність, витрачена на перемішування у момент часу t .

Оптимальний час $t_{опт}$ визначається як момент, коли подальші витрати енергії незначно впливають на підвищення однорідності:

$$\frac{\partial \eta_{рівн}(t)}{\partial t} \approx 0 \quad (5)$$

Часовий розподіл перемішування є критично важливим для аналізу ефективності процесу змішування. Він дозволяє оцінити динаміку змішування, визначити оптимальні параметри роботи обладнання та уникнути надмірного споживання енергії. Розробка сучасних моделей, що враховують часовий розподіл, сприяє створенню більш ефективних бетонозмішувачів, здатних забезпечувати високоякісну однорідність суміші у мінімальні терміни.

Література

1. Rudyk, R., & Salnikov, R. (2025). *Analysis of the mixer geometry and rheology impact on concrete mixture mixing efficiency. Construction Engineering*, (41), 77–84.

<https://doi.org/10.32347/tb.2024-41.0409>

2. Назаренко І.І., Клименко М.О. (2020). Застосування узагальнених критеріїв енергетичної оцінки робочого процесу перемішування будівельних сумішей. *Вісник ХНАДУ*, 88 (2), 37-42

DOI: 10.30977/BUL.2219-5548.2020.88.2.37

ЗМІСТ

<i>Блажко Володимир Володимирович, Аніщенко Анна Ігорівна, Бугрименко Микола Юрійович, Каленіч Дар'я Сергіївна</i> КОМПЛЕКС ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ПРИГОТУВАННЯ БЕТОННИХ БЛОКІВ.....	4
<i>Гузенко Сергій Олександрович, Волинець Олег Андрійович, Хворост Олександр Сергійович</i> ДОСЛІДЖЕННЯ ПЕРСПЕКТИВ РОЗВИТКУ СИСТЕМИ ВІДНОВЛЕННЯ ТАНКУ LEOPARD 2 У ПОЛЬОВИХ УМОВАХ	6
<i>Васильєв Євген Анатолійович, Тараненко Дмитро Валерійович</i> РОБОЧІ ОРГАНИ МОБІЛЬНОГО ГРАВІТАЦІЙНОГО БЕТОНОЗМІШУВАЧА ПРИМУСОВОЇ ДІЇ	7
<i>Назаренко Іван Іванович, Клименко Микола Олександрович, Дьяченко Олександр Сергійович, Нестеренко Микола Миколайович</i> АНАЛІЗ ПАРАМЕТРІВ ПРОЦЕСУ УЩІЛЬНЕННЯ БЕТОННОЇ СУМІШІ І ОБГРУНТУВАННЯ КОНСТРУКЦІЙ ДЕБАЛАНСНОГО ВІБРОЗБУДНИКА ЗІ ЗМІННИМИ ПАРАМЕТРАМИ	10
<i>Нечипорук Віктор Григорович</i> ДОСЛІДЖЕННЯ НАДІЙНОСТІ БУДІВЕЛЬНОЇ ТЕХНІКИ В УМОВАХ ЇХ РЕАЛЬНОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ПРИ УЛАШТУВАННІ БЕТОННОЇ ДОРОГИ .	14
<i>Булавка Олег Олександрович</i> МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ ТИСКУ ПОВІТРЯНОЇ УДАРНОЇ ХВИЛІ НА БАШТОВИЙ КРАН	16
<i>Коробок Богдан Олегович, Бугров Дмитро Юрійович</i> МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ КОМБІНОВАНОЇ ВІБРОАБРАЗИВНОЇ ОБРОБКИ МЕТОДОМ ДИСКРЕТНИХ ЕЛЕМЕНТІВ.....	19
<i>Блажко Володимир Володимирович, Аніщенко Анна Ігорівна, Григорків Олексій Борисович</i> ВИБІР ОПТИМАЛЬНОЇ ТЕХНОЛОГІЇ ВІДНОВЛЕННЯ ЗНОШЕНИХ ЦИЛІНДРИЧНИХ ПОВЕРХОНЬ ПОРШНЕВОЇ СИСТЕМИ БЕТОНОНАСОСА МЕТОДОМ АНАЛІЗУ ІЄРАРХІЙ	22
<i>Нестеренко Микола Миколайович, Зубкова Тетяна Юріївна</i> ВИКОРИСТАННЯ 3D ДРУКУ ДЛЯ АВТОМОБІЛІВ ТА СПЕЦТЕХНІКИ...	23
<i>Коротич Юрій Юрійович, Склема Денис Владиславович</i> ЗМІНА АМПЛІТУДИ КОЛИВАНЬ ВІБРОСТОЛУ ПРИ ЗАКРІПЛЕННІ ВІБРАТОРА НА ВЕРТИКАЛЬНОМУ ВАЖЕЛІ	25
<i>Срібнюк Степан Михайлович, Орісенко Олександр Вікторович, Нестеренко Микола Миколайович,</i> ВІТРОВА УСТАНОВКА ДЛЯ ПІДЙОМУ ВОДИ	27
<i>Косолапов Віктор Борисович, Зверєв Андрій Володимирович</i> ВИМІРЮВАННЯ НЕСУЧОЇ ЗДАТНОСТІ АДСОРБЦІЙНОГО ШАРУ ПАР ЗА ДІЛЕКТРИЧНОЮ ПРОНИКНІСТЮ ДЛЯ ДІАГНОСТИКИ СТАНУ РОБОЧИХ РІДИН У ГІДРОПРИВОДІВ БДМ.....	29

<i>Лаврик Валерій Павлович, Суглобов Володимир Васильович, Горячун Володимир Вікторович</i>	
ОСНОВНІ ВИМОГИ ДО МАТЕРІАЛІВ ВАКУУМНИХ ЗАХВАТІВ У ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМАХ	32
<i>Лютенко Василь Єгорович, Тимошенко Андрій Русланович</i>	
УДОСКОНАЛЕННЯ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ.....	33
ВІБРОЗАХИСНОЇ СИСТЕМИ ДЛЯ ОБРОБЛЕННЯ ДЕТАЛЕЙ ТИПУ ТІЛ ОБЕРТАННЯ	33
<i>Мусаєв Заур Разилович</i>	
АНАЛІЗ СПОСОБІВ ГАЛЬМУВАННЯ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ КРАНІВ ПРИ ДІЇ ВІТРОВИХ НАВАНТАЖЕНЬ	36
<i>Нестеренко Микола Миколайович, Склярєнко Тарас Олександрович, Бугрова Тетяна Миколаївна, Гавріков Володимир Володимирович</i>	
СИСТЕМА ЛОКАЛЬНОЇ ПОДАЧІ ЦЕМЕНТНОГО МОЛОЧКА АБО МОДИФІКУЮЧИХ КОМПОНЕНТІВ В ЗОНУ УЩІЛЬНЕННЯ БЕТОННОЇ СУМІШІ	38
<i>Васильєв Євген Анатолійович, Тараненко Дмитро Валерійович</i>	
ОПТИМІЗАЦІЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ БЕТОНОЗМІШУВАЧА ПРИМУСОВОЇ ДІЇ.....	40
<i>Сальніков Роман Юрійович, Вірченко Віктор Вікторович, Рудик Ростислав Юрійович</i>	
УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ШПАКЛЮВАЛЬНОГО АГРЕГАТУ ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ПОДАЧІ БУДІВЕЛЬНИХ СУМІШЕЙ РІЗНОЇ В'ЯЗКОСТІ	43
<i>Коробко Богдан Олегович, Левченко Олександр Петрович</i>	
ОПТИМІЗАЦІЯ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ ВИРОБНИЦТВА БЕТОНУ З ТОЧКИ ЗОРУ ЕНЕРГОСПОЖИВАННЯ	46
<i>Настоящий Владислав Анатолійович, Карпушин Сергій Олександрович</i>	
ДО ПИТАННЯ ПІДВИЩЕННЯ ЗНОСОСТІЙКОСТІ ГУМОВИХ ФУТЕРІВОК БАРАБАННИХ МЛИНІВ	48
<i>Іваненко Олег Іванович</i>	
ДОСЛІДЖЕННЯ СТІЙКОСТІ БАШТОВИХ КРАНІВ З УРАХУВАННЯМ РОЗПОДІЛУ НАВАНТАЖЕНЬ НА ОПОРИ.....	50
<i>Лаврик Валерій Павлович, Суглобов Володимир Васильович, Горячун Володимир Вікторович</i>	
ГЕОМЕТРИЧНІ ФОРМИ ПРИСОСОК І ПЕРЕВАГИ ВАКУУМНО- ЗАХВАТНОГО ПРИСТРОЮ	52
<i>Руденко Віталій Віталійович</i>	
МОДЕРНІЗАЦІЯ НАВЧАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ МОСТОВОГО КРАНУ НА БАЗІ МІКРОКОНТРОЛЕРА ESP32	53
<i>Пімонов Ігор Георгійович, Ткаченко Михайло Андрійович</i>	
АДАПТАЦІЯ ТЕМПЕРАТУРНИХ РЕЖИМІВ РОБОЧОЇ РІДИНИ В ГІДРОПРИВОДАХ ЕКСКАВАТОРІВ ЗА РІЗНИХ УМОВ ЕКСПЛУАТАЦІЇ.....	54
<i>Разарьонов Леонід Володимирович</i>	
АНАЛІЗ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПАРАМЕТРІВ УНІВЕРСАЛЬНИХ МІНІ-	

НАВАНТАЖУВАЧІВ	58
<i>Лютенко Василь Єгорович, Ляш Іван Дмитрович, Знайко Роман Андрійович</i>	
ПЕРСПЕКТИВИ УДОСКОНАЛЕННЯ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ ПІДВІСКИ - ВІБРОГАСНИКА ДЛЯ НАВІШУВАННЯ ГІДРОМОЛОТА НА ЕКСКАВАТОР	60
<i>Орисенко Олександр Вікторович, Шека Олександр Павлович</i>	
ДОСЛІДЖЕННЯ ПРУЖНОЇ ВІБРОІЗОЛЯЦІЙНОЇ ОПОРИ ЗМІННОЇ ЖОРСТКОСТІ З ВИКОРИСТАННЯМ ПЛАНУВАННЯ ТРИФАКТОРНОГО РОТОТАБЕЛЬНОГО ЕКСПЕРИМЕНТУ	62
<i>Тойстер Руслан Володимирович, Храпач Антон Валерійович</i>	
ОБҐРУНТУВАННЯ КОНСТРУКЦІЙНИХ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПАРАМЕТРІВ ШНЕКО-ЛОПАТЕВОГО РОЗЧИНОЗМІШУВАЧА	65
<i>Аніщенко Анна Ігорівна, Шевченко Анастасія Олександрівна</i>	
ОПТИМІЗАЦІЯ РОЗМІЩЕННЯ ДАТЧИКІВ ТЕМПЕРАТУРИ НА ТЕПЛОВОМУ ТЕХНОЛОГІЧНОМУ ОБЛАДНАННІ: АНАЛІТИЧНИЙ ТА ОБЧИСЛЮВАЛЬНИЙ ПІДХІД.....	67
<i>Дрючко Олександр Григорович, Соловійов Веніамін Васильович, Бунякіна Наталія Володимирівна, Трет'як Андрій Валерійович,</i>	
ДЕЯКІ АСПЕКТИ ЗАСТОСУВАННЯ РІДКІСНОЗЕМЕЛЬНИХ МАГНЕТИКІВ У СИСТЕМАХ ТЯГОВОГО ЕЛЕКТРОПРИВОДУ	69
<i>Нестеренко Микола Миколайович, Склярєнко Тарас Олександрович, Колодочка Володимир Олександрович, Канівець Ярослав Олександрович, Корольов Андрій Олександрович</i>	
ВИБІР МАТЕРІАЛУ ТА 3D-ДРУК ШТОВХАЧА ДЛЯ ЛАНЦЮГОВОГО КОНВЕЄРА ЛІНІЇ ПАКУВАННЯ ПІДПРИЄМСТВА «АВІК-2000».....	71
<i>Васильєв Олексій Сергійович, Яковенко Андрій Михайлович</i>	
ОБҐРУНТУВАННЯ ВИБОРУ ЗМІННИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ВІБРАЦІЙНОЇ МАШИНИ ДЛЯ УЩІЛЬНЕННЯ РІЗНИХ ПОВЕРХОНЬ	74
<i>Васильєв Олексій Сергійович, Кулай Володимир Павлович</i>	
ВПЛИВ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ РОБОЧОГО ОРГАНУ ЗМІШУВАЧА ДЛЯ ПРИГОТУВАННЯ НІЗДРЮВАТИХ БЕТОНІВ НА СПОЖИВАННЯ ЕЛЕКТРОЕНЕРГІЇ.....	77
<i>Шаповал Микола Віталійович, Михайлик Вадим Григорович</i>	
ВИЗНАЧЕННЯ ВІДНОСНОГО НАСИЧЕННЯ ПОВІТРЯМ ВІЛЬНОЇ КАМЕРИ КОМПЕНСАТОРА.....	79
<i>Лютенко Василь Єгорович, Погорілий Ігор Вікторович</i>	
ІШЛЯХИ УДОСКОНАЛЕННЯ БУДОВИ І МЕТОДІВ РОЗРАХУНКУ ДЕБАЛАНСНИХ ВІБАТОРІВ ЗІ ЗМІННИМ СТАТИЧНИМ МОМЕНТОМ.....	82
<i>Васильєв Олексій Сергійович, Число Андрій Володимирович</i>	
РОЗРОБКА УНІВЕРСАЛЬНОГО ПРИВОДУ БУДІВЕЛЬНИХ МАШИН РЕДУКТОРНОГО ТИПУ	85
<i>Криворот Анатолій Ігорович, Захарченко Руслан Володимирович, Митрофанов Павло Борисович, Петренко Вадим Андрійович</i>	
КОМПЛЕКСНА ОЦІНКА ПІДВІСКИ АВТОМОБІЛЯ ЯК ФАКТОРУ	

БЕЗПЕКИ І КОМФОРТУ ДОРОЖНЬОГО РУХУ	87
<i>Сахно Володимир Прохорович, Криворот Анатолій Ігорович</i>	
ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ ПІДВІСКИ АВТОМОБІЛЯ МЕТОДОМ ВІЛЬНОГО ПАДІННЯ.....	89
<i>Криворот Анатолій Ігорович, Демченко Ілля Володимирович</i>	
АНАЛІЗ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ АВТОМОБІЛЯ КРАЗ- 5401Н2 ПРИ ОПТИМІЗАЦІЇ ПЕРЕДАТОЧНИХ ВІДНОШЕНЬ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ	92
<i>Рогозін Іван Анатолійович, Королев Володимир Іванович, Васильєв Кіріл Олексійович</i>	
АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ЗМАЩУВАЛЬНИХ МАТЕРІАЛІВ ДВИГУНІВ АВТОМОБІЛІВ	95
<i>Скорик Максим Олексійович, Михайлов Дмитро Олександрович</i>	
МЕТОДИ ПІДВИЩЕННЯ ЯКОСТІ ПАЛИВНОЇ АПАРАТУРИ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ.....	96
<i>Скорик Максим Олексійович, Пиріг Валентин Миколайович</i>	
ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ВЛАСТИВОСТЕЙ БЕНЗИНІВ НА ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ АВТОМОБІЛЯ КАТЕГОРІЇ М1 .	98
<i>Васильєв Олексій Сергійович, Москоvecь Сергій Олександрович</i>	
ПОРІВНЯННЯ ХАРАКТЕРИСТИК АВТОМОБІЛЯ «РУТА 23 NEXT» ІЗ РІЗНИМИ ВИДАМИ КОРОБОК ПЕРЕМІНИ ПЕРЕДАЧ.....	102
<i>Скорик Максим Олексійович, Чижик Артем Володимирович</i>	
ДОСЛІДЖЕННЯ ВТРАТИ ТЕПЛОТИ ПІД ЧАС ЗБЕРІГАННЯ ТЕПЛОАКУМУЛЮЮЧОГО МАТЕРІАЛУ ДЛЯ ПЕРЕДПУСКОВОЇ ПІДГОТОВКИ ДВИГУНА.....	104
<i>Рудик Ростислав Юрійович, Вірченко Віктор Вікторович, Сальніков Роман Юрійович, Кузуб Юрій Олегович</i>	
ОПТИМІЗАЦІЯ ЕНЕРГОВИТРАТ БЕТОНОЗМІШУВАЧА ЗА ДОПОМОГОЮ АНАЛІЗУ ЧАСОВОГО РОЗПОДІЛУ ЗМІШУВАННЯ	106

НАУКОВО-НАВЧАЛЬНЕ ВИДАННЯ

Національний університет
«Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

Матеріали VIII Всеукраїнської науково-технічної конференції «Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки» (24 квітня 2025 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 22.04.2025 р., протокол №10.

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
