

Міністерство освіти і науки України

**ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНОДОРОЖНІЙ
УНІВЕРСИТЕТ**



**ЗБІРКА НАУКОВИХ ПРАЦЬ
Всеукраїнської наукової конференції**

**«ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ,
ОБСЛУГОВУВАННЯ І СЕРВІСУ ДОРОЖНЬО-
БУДІВЕЛЬНИХ МАШИН ТА ОБЛАДНАННЯ»**

24 жовтня 2025 року

Харків

ХНАДУ 2025

УДК 004.058+УДК 004.896+УДК 004.896:631.3+УДК 620.178.1+УДК
624.1+УДК 621.078+УДК 621.22.01:621.86/.87:621.979+УДК
621.311:658.26+УДК 621.515+УДК 621.771+УДК 621.771.004.15(043)+УДК
621.822.5:621.22+УДК 621.822.5:621.22:625.7.052+УДК 621.833.3:
620.179+УДК 621.87+УДК 621.87:681.5+УДК 621.873+УДК
621.878.4(043.3)+УДК 621.89+УДК 621.9.015:621.317.619:004.9+УДК 62-192:
621.22: 004.42+УДК 624.04(075.8)+УДК 624.1 +УДК 624.131.8+УДК 62-5:
004.85: 621.22+УДК 629.114.5:681.51:625.7+УДК 629.3:62-69+УДК
631.173+УДК 666.9 431 +УДК 666.983 +УДК 621.771.004.15(043)+УДК
693.542.524

**Збірка наукових праць Всеукраїнської наукової конференції
«Підвищення ефективності експлуатації, обслуговування і сервісу
дорожньо-будівельних машин та обладнання» 24 жовтня 2025р. Харків,
ХНАДУ, 2025. 158 с.**

РЕДАКЦІЙНА КОЛЕГІЯ

*СУПОНЄВ Володимир Миколайович – професор, доктор технічних наук;
МОЩЕНОК Василь Іванович – професор, кандидат технічних наук;
ПІМОНОВ Ігор Георгійович – доцент, кандидат технічних наук;
ЯРИЖКО Олександр Володимирович - доцент, кандидат технічних наук;
КОСОЛАПОВ Віктор Борисович - доцент, кандидат технічних наук.*

Вступ	8
1. Олександр Єфименко (Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна) ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ МАШИНАМИ ДЛЯ ЗЕМЛЯНИХ РОБІТ	10
2. Валерій Шевченко, Юрій Рукавишніков (Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна) МЕТОД ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ НАВАНТАЖЕНЬ МАЛОГАБАРИТНОГО ФРОНТАЛЬНОГО НАВАНТАЖУВАЧА	14
3. Артем Світлов, Леонід Поліщук, Олег Піонткевич (Вінницький національний технічний університет, м. Вінниця, Україна) АДАПТИВНИЙ ВМОНТОВАНИЙ ГІДРОПРИВІД СТРИЧКОВОГО КОНВЕЄРА З СИСТЕМОЮ КЕРУВАННЯ СТАБІЛІЗАЦІЇ ШВИДКОСТІ РУХУ РОБОЧОЇ ЛАНКИ	18
4. Олексій Нєженцев (Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут ім. Ігоря Сікорського», м. Київ, Україна) ВИЗНАЧЕННЯ ФАКТИЧНОЇ ГРУПИ КЛАСИФІКАЦІЇ (РЕЖИМУ РОБОТИ) ВАНТАЖОПІДІЙМАЛЬНИХ КРАНІВ	21
5. Людмила Перпері, Ганна Голобородько, Геннадій Оборський (Національний університет «Одеська політехніка», м. Одеса, Україна) МЕТОДИ ОЦІНЮВАННЯ ТОЧНОСТІ ТА ЯКОСТІ ПРОДУКЦІЇ МАШИНОБУДІВНОЇ ГАЛУЗІ В УМОВАХ ЦИФРОВОЇ ТРАНСФОРМАЦІЇ ВИРОБНИЦТВА	24
6. Олександр Лук'янчук, Вікторія Лук'янчук (Національний університет водного господарства та природокористування, м. Рівне, Україна) КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ВЗАЄМОДІЇ РОБОЧИХ ОРГАНІВ БУДІВЕЛЬНИХ МАШИН З РОБОЧИМ СЕРЕДОВИЩЕМ В САД/САЕ СИСТЕМАХ	27
7. Олег Іваненко, Заур Мусаєв (Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна) ШЛЯХИ ЗМЕНШЕННЯ ПРОСТОЇВ І ПОПЕРЕДЖЕННЯ АВАРІЙ ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ВАНТАЖОПІДІЙМНИХ КРАНІВ	30
8. Олександра Олейнікова (Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна) ІНТЕЛЕКТУАЛЬНЕ УПРАВЛІННЯ ЗЕМЛЕРИЙНО-ТРАНСПОРТНИМИ КОМПЛЕКСАМИ СПРЯМОВАНЕ НА АДАПТАЦІЮ ДО ВИПАДКОВИХ ЗОВНІШНІХ ФАКТОРІВ	34
9. Віктор Косолапов, Андрій Зверєв (Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна)	37

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ЗМІНИ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ ПРОДУКТИВНОСТІ ГУСЕНИЧНОГО ЕКСКАВАТОРА САТ В УМОВАХ УТВОРЕННЯ АДСОРБОВАНОГО ШАРУ ПАР НА ПОВЕРХНЯХ ТРИБОСПОЛУЧЕНЬ ГІДРОПРИВОДУ

10. **Олексій Дмитренко, Наталія Пенкіна** (Харківський автомобільно-дорожній фаховий коледж, м. Харків, Україна) АДАПТИВНЕ КЕРУВАННЯ ГІДРОПРИВОДОМ БУДІВЕЛЬНИХ МАШИН НА ОСНОВІ МАШИННОГО НАВЧАННЯ 40
11. **Віталій Загнойко** (Національний університет «Полтавська політехніка ім. Юрія Кондратюка», м. Полтава, Україна) КОМП'ЮТЕРНА ДІАГНОСТИКА ДОРОЖНЬО-БУДІВЕЛЬНИХ МАШИН 43
12. **Іван Нефьодов, Валерій Лаврик, Володимир Суглобов** (Державний вищий навчальний заклад «Приазовський державний технічний університет», м. Дніпро, Україна) ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ФРОНТАЛЬНИХ АВТОНАВАНТАЖУВАЧІВ В УМОВАХ МОРСЬКИХ ТА РІЧКОВИХ ПОРТІВ 45
13. **Тетяна Чумаченко, Олександр Вудвуд, Євген Михайлов, Валерій Лінгур** (Національний університет «Одеська політехніка», м. Одеса, Україна) ВПЛИВ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ФАКТОРІВ НА ДОВГОВІЧНІСТЬ І ПРАЦЕЗДАТНІСТЬ ЗУБІВ КОВША ЕКСКАВАТОРА 47
14. **Олександр Скорбатюк, Михайло Толочин, Андрій Мізік** (Національний університет «Полтавська політехніка ім. Юрія Кондратюка», м. Полтава, Україна) ПОЯСНЮВАНА ДІАГНОСТИКА МАШИН ІЗ ВИКОРИСТАННЯМ НЕЙРО-НЕЧІТКИХ МОДЕЛЕЙ 52
15. **Михайло Толочин, Олександр Скорбатюк, Андрій Мізік** (Національний університет «Полтавська політехніка ім. Юрія Кондратюка», м. Полтава, Україна) ЗАСТОСУВАННЯ МЕТОДІВ МАШИННОГО НАВЧАННЯ ДЛЯ КОМП'ЮТЕРНОГО ДІАГНОСТУВАННЯ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ДОРОЖНЬО-БУДІВЕЛЬНИХ МАШИН 55
16. **Андрій Мізік, Михайло Толочин, Олександр Скорбатюк** (Національний університет «Полтавська політехніка ім. Юрія Кондратюка», м. Полтава, Україна) РОЗРОБКА МЕТОДІВ ОЦІНКИ ЗАЛИШКОВОГО РЕСУРСУ ВУЗЛІВ І АГРЕГАТІВ ДОРОЖНІХ МАШИН 58
17. **Наталія Пенкіна** (Харківський автомобільно-дорожній фаховий коледж, м. Харків, Україна) КОМП'ЮТЕРНЕ ДІАГНОСТУВАННЯ СТАНУ РОБОЧОЇ РІДИНИ В ГІДРОПРИВОДАХ ДОРОЖНЬО-БУДІВЕЛЬНОЇ ТЕХНІКИ НА ОСНОВІ АНАЛІЗУ ПАРАМЕТРІВ ТИСКУ ТА ТЕМПЕРАТУРИ 60

18. **Леонід Рязарьонов** (Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна) НАВАНТАЖЕННЯ В ТЯГОВОМУ ПРИВОДІ ГСТ ПРИ ВИКОНАННІ РОЗВОРОТУ МАЛОГАБАРИТНОГО НАВАНТАЖУВАЧА 64
19. **Володимир Краснокутський, Олег Агапов** (Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна) ОСОБЛИВОСТІ ТЕХНІЧНОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ ПЛАВАЮЧИХ МАШИН 67
20. **Андрій Роговий, Андрій Азаров, Дмитро Савенков** (Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна) ОПТИМІЗАЦІЯ ГЕОМЕТРІЇ ВІДЦЕНТРОВОГО КОМПРЕСОРА З ВИКОРИСТАННЯМ СУРОГАТНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ТА ЕВОЛЮЦІЙНИХ АЛГОРИТМІВ 70
21. **Сергій Воронін, Ван Сюефен, Максим Воронін** (Український державний університет залізничного транспорту, м. Харків, Україна) УДОСКОНАЛЕННЯ ТЕОРІЇ ГРАНИЧНОГО МАЩЕННЯ АГРЕГАТИВ БУДІВЕЛЬНИХ МАШИН НА ОСНОВІ ВРАХУВАННЯ ВЛАСТИВОСТЕЙ РІДКОКРИСТАЛІЧНОЇ МАСТИЛЬНОЇ ПЛІВКИ 73
22. **Ігор Пімонов, Олександр Ярижко, Михайло Ткаченко** (Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна) МАШИННИЙ КОНТРОЛЬ ЯК ФУНКЦІЯ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ПРОДУКТИВНОСТІ БУДІВЕЛЬНО-ДОРОЖНІХ МАШИН 77
23. **Ігор Пімонов, Олександр Ярижко, Іван Глинський, Данійл Зозуля** (Харківський національний автомобільно-дорожній університет, АТ "Харківський машинобудівний завод "СВІТЛО ШАХТАРЯ", м. Харків, Україна) ПІДВИЩЕННЯ ЯКОСТІ РОБОТИ ГІДРОПРИВОДІВ БУДІВЕЛЬНИХ І ДОРОЖНІХ МАШИН ТЕРМОСТАБІЛІЗАЦІЄЮ РОБОЧОЇ РІДИНИ 86
24. **Володимир Супонєв, Артем Костюк** (Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна) КОМБІНОВАНИЙ МЕТОД ФОРМУВАННЯ ГОРИЗОНТАЛЬНО СПРЯМОВАНОЇ СВЕРДЛОВИНИ ПРИ БЕЗТРАНШЕЙНОМУ ПРОКЛАДАННІ ЛІНІЙНО ПРОТЯЖНИХ ОБ'ЄКТІВ 93
25. **Володимир Супонєв, Віталій Рагулін, Євгеній Макопук** (Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна) ПОШУКОВІ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВІБРАЦІЙНИХ КОЛИВАНЬ НОЖОВОГО ТРУБОЗАГЛИБЛЮВАЧА ВІД ЕНЕРГІЇ КАВІТАЦІЇ 97
26. **Олег Іваненко, Заур Мусаєв** (Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна) СУЧАСНИЙ СТАН І ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЗАХИСНОЇ СИСТЕМИ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ КРАНІВ 104

27. **Олександр Ярижко, Ігор Пімонов, Наталія Пенкіна** 109
(Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна) ОПТИМІЗАЦІЯ РОБОТИ ГІДРОПРИВОДУ БУДІВЕЛЬНОЇ ТЕХНІКИ ЗА РАХУНОК ЗАСТОСУВАННЯ АДИТИВНИХ ТЕХНОЛОГІЙ У ВИРОБНИЦТВІ ЕЛЕМЕНТІВ ГІДРОАПАРАТУРИ
28. **Василь Гануш** (Український державний університет науки і технологій, м. Дніпро, Україна) 112
ОЦІНКА РІВНЯ ТЕХНІЧНОЇ БЕЗПЕКИ МАШИНИ БЕЗПЕРЕРВНОГО ЛИТТЯ ЗАГОТОВКИ
29. **Сергій Білодіденко, Василь Гануш, Галіна Біліченко** 117
(Український державний університет науки і технологій, м. Дніпро, Україна) ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ РІВНЯННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ ТА ГРАНИЦІ ВИТРИВАЛОСТІ КОЛОНИ ГІДРАВЛІЧНОГО ПРЕСУ
30. **Angarbekov Ulan Daulethanovich, Kerimberdi Ulbala Bauyrzhanovna** (Almaty Technological University, Almaty, Kazakhstan) 120
DESIGN OF A NEW RADIAL SHEAR MILL BASED ON SIMULATION AND IMITATION MODELING
31. **Arkatov Yerikzhan, Angarbekov Ulan Daulethanovich** (Almaty Technological University, Almaty, Kazakhstan) 125
MOBILE ROBOT FOR AGRICULTURAL RESEARCH USING SENSORS AND COMPUTER VISION SYSTEMS
32. **Oleksii Vasiliev, Volodymyr Kulai** (National University «Yuri Kondratyuk Poltava Polytechnic», Poltava, Ukraine) 128
TEST RESULTS OF SAMPLES MADE BY THE INSTALLATION FOR THE PREPARATION OF AERATED CONCRETE
33. **Oleksii Vasiliev, Andrii Chyslo** (National University «Yuri Kondratyuk Poltava Polytechnic», Poltava, Ukraine) 131
INSTALLATION FOR PREPARATION AND TRANSPORTATION OF SOLUBLE CONSTRUCTION MIXTURES
37. **Oleksii Vasyliiev, Andrii Yakovenko** (National University «Yuri Kondratyuk Poltava Polytechnic», Poltava, Ukraine) 134
THE INFLUENCE OF VARIOUS FACTORS ON THE DEGREE OF COMPACTION OF THE MATERIAL WITH A VIBRATING PLATE WITH A SMOOTH SURFACE
35. **Vasyl Moshchenok, Mykola Marynovsky** (Kharkiv National Automobile and Highway University, Kharkiv, Ukraine) 137
ASSESSMENT OF THE QUALITY OF MACHINE PARTS USING THE BRINELL METHOD
36. **Vladimir Blazhko, Leonid Sayenko, Anna Anishchenko, Oleksiy Hryhorkiv** (O. M. Beketov National University of Urban Economy in Kharkiv, Kharkiv, Ukraine) 141
OPTIMIZATION OF RESTORATION TECHNOLOGY SELECTION FOR PISTON CONCRETE PUMP COMPONENTS USING THE ANALYTIC HIERARCHY PROCESS

37. **Leonid Saienko, Volodymyr Blazhko** (*O. M. Beketov National University of Urban Economy in Kharkiv, Kharkiv, Ukraine*) 144
IMPROVEMENT OF A MECHANICAL PRESS TO STABILIZE PRESSURE DURING THE PRODUCTION OF CEMENT–SAND PRODUCTS
38. **Volodymyr Rashkivskiy, Oleksiy Blyzniuk** (*Kyiv National University of Construction and Arcitecture, Kyiv, Ukraine*) 147
RESEARCH INTO THE POSSIBILITIES OF USING HYBRID POWER PLANTS IN CONSTRUCTION MACHINES
39. **Oleksandra Kuzyor, Ihor Pimonov, Oleksandr Yaryzhko, Yuriy Saliy, Maksym Sanin** (*University of Silesia, Katowice, Poland, Kharkiv National Automobile and Highway University, Kharkiv, Ukraine*) 154
OPTIMISATION OF OPERATING PARAMETERS OF HYDRAULIC DRIVES IN CONSTRUCTION AND ROAD MACHINERY USING ARTIFICIAL INTELLIGENCE

Шановні учасники, колеги та гості!

Перед вами – збірка наукових праць Всеукраїнської наукової конференції «Підвищення ефективності експлуатації, обслуговування і сервісу дорожньо-будівельних машин та обладнання», яка відбулася 24 жовтня 2025 року у місті Харкові.

Сучасний світ вимагає від інженерної та будівельної галузей неперервних інновацій. В умовах прискореного технічного прогресу, а також необхідності швидкого та якісного відновлення інфраструктури, машинобудування стає ключовим елементом економічного розвитку країни. Ефективність роботи, довговічність та надійність прямо впливають на терміни, якість та вартість проєктів.

Метою нашої конференції було створення платформи для обміну науковими ідеями, дослідженнями та практичними напрацюваннями провідних вчених, інженерів та фахівців. Спільне обговорення актуальних проблем інженерії, виробництва, будівництва та експлуатації машин та обладнання дозволило не лише окреслити виклики сьогодення, а й намітити шляхи впровадження наукових досягнень у реальний сектор виробництва та експлуатації.

Ця збірка відображає широке коло тематичних напрямків, які є фундаментальними для розвитку галузі:

- Організація машинобудівних процесів: від оптимізації виробничих ланцюгів до підвищення культури виробництва.*
- Цифрова трансформація: використання штучного інтелекту у машинобудуванні та впровадження технологій CAD/CAM/CAE систем для проєктування та моделювання.*
- Діагностика та сервіс: комп'ютерне діагностування машин як основа для проактивного обслуговування.*

- *Експлуатаційна ефективність: питання адаптації і експлуатації машин, пристроїв та інструментів у складних умовах.*
- *Спеціалізовані технології: розробка та впровадження інноваційних технологій прокладання підземних комунікацій.*

В конференції прийняли активну участь представники 16 закладів вищої освіти. Серед них: Сілезький Університет, Алматинський технологічний університет, Український державний університет залізничного транспорту, Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», Вінницький Національний Технічний Університет, ДВНЗ "Приазовський державний технічний університет, Державний університет "Одеська політехніка", Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», Національний університет водного господарства та природокористування, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Полтавський фаховий коледж нафти і газу Національного університету "Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка", Український державний університет науки і технологій, Харківський автомобільно-дорожній фаховий коледж, Харківський національний університет міського господарства ім. О.М. Бекетова, Київський національний університет будівництва і архітектури.

Ми щиро дякуємо кожному автору за вагомий внесок, що наповнив конференцію глибоким змістом. Сподіваємося, що матеріали цієї збірки стануть цінним джерелом знань, стимулом для нових досліджень та міцною основою для практичного впровадження передових інженерних рішень.

З повагою, організаційний комітет конференції.

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ МАШИНАМИ ДЛЯ ЗЕМЛЯНИХ РОБІТ

Олександр Єфименко¹

¹Кандидат технічних наук, доцент кафедри будівельних і дорожніх машин, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна

У межах дослідження концепції інтелектуального керування машинами для земляних робіт (МЗР) проведено комплекс експериментальних випробувань, спрямованих на оцінювання ефективності запропонованої інтелектуальної системи керування (ІСК) під час виконання робочих процесів. Основною метою роботи було експериментально підтвердити зростання продуктивності, енергоефективності та точності профілювання ґрунту, що досягається за рахунок реалізації принципів штучного інтелекту, нечіткого моделювання та адаптивного прогнозування параметрів робочого середовища[1].

Польові випробування проводилися на мінітракторі ДМТЗ-160, оснащеному бульдозерним відвалом, GNSS-інтенсифікатором, лазерним датчиком положення MSL700, гідравлічним клапаном і мікропроцесорним модулем Raspberry Pi 4 Model B із системою RTK-корекції. Програмно-апаратний комплекс забезпечував реєстрацію даних про положення робочого органу, кут нахилу відвалу та відхилення від проектної поверхні в режимі реального часу. Загальний вигляд схеми монтажу установки наведено на рис. 1.

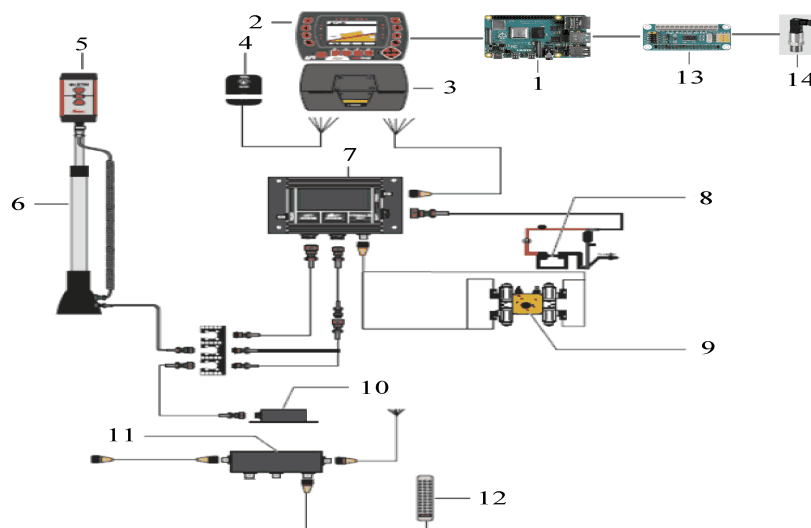


Рис.1 – Схема монтажу установки на МЗР[2]

1 – Raspberry Pi, 2 – панель керування MCP1300, 3 – MMB1200 кріпіння, 4 – зовнішній перемикач, 5 – лазерний приймач, 6 – щогла, 7, 11 – комутаційні

коробки, 8 – батарея, 9 – гідравлічний клапан, 10 – датчик поперечного нахилу РО, 12 – індикатор, 13 – АЦП, 14 – датчик тиску

Дослідження виконувалося у двох режимах роботи: без використання інтелектуальної системи (ручне керування) та з ІСК, що реалізовувала алгоритми адаптивного стабілізаційного контролю. Об'єктом дослідження було профілювання траншеї довжиною 15 м на піщаному ґрунті з вологістю 7–9 %. Вимірювання проводилися відповідно до вимог ДСТУ ISO 5725-1:2013, EN 474-1:2016 та ISO 19014-1:2018.

Об'єм зрізаного шару ґрунту визначався за формулою (1):

$$V = S \cdot L, \quad (1)$$

де V – об'єм зрізаного ґрунту, м³; S – площа поперечного перерізу, м²;
 L – довжина траншеї, м.

Площа поперечного перерізу обчислювалася за формулою (2):

$$S = (l / 2) \sum (h_{i-1} + h_i), \quad (2)$$

де l – відстань між точками вимірювань, м;
 h_0 та h_n – крайні висоти профілю;
 $h_1 \dots h_{n-1}$ – внутрішні точки вимірювань.

Схему проведення вимірювань представлено на рис. 2.

Для оцінки енергетичної ефективності визначали питомі витрати пального за виразом (3):

$$G = m_f / t, \quad (3)$$

де m_f – маса витраченого пального, кг; t – тривалість робочого циклу, год.

Середньоквадратичне відхилення профілювання визначалося згідно з формулою (4):

$$\Delta h = \sqrt{(1 / n \cdot \sum (h_i - \bar{h})^2)}, \quad (4)$$

де $\bar{h}$ – середнє значення вимірюваних висот, м; n – кількість вимірюваних точок.

Методика визначення параметрів профілювання відображена у схемі вимірів поперечного перерізу траншеї

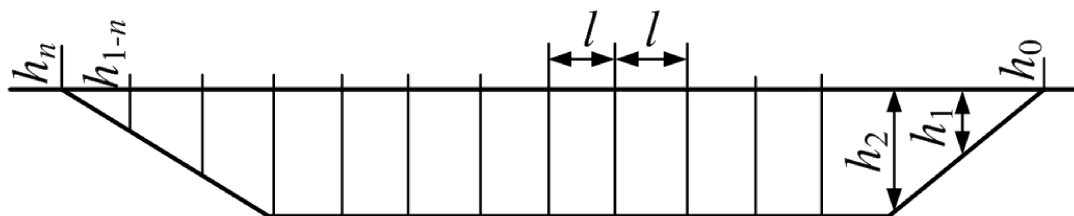


Рис. 2 – Схема вимірів розробленої траншеї[3]

Перед початком досліджень виконано калібрування GNSS-системи та лазерного сенсора за еталонними висотними позначками. Під час

профілювання оператор здійснював проходи відвалом на глибину 0,12–0,14 м із контролем профілю через кожен метр. Експеримент складався з восьми серій по п'ять проходів у кожному режимі.

Оброблення даних проводилося шляхом інтерполяції вимірних відміток і порівняння фактичного профілю з проектним. Отримані результати наведено на рис. 3, де зображено порівняльні профілі поверхні: а – традиційна технологія, б – застосування ІСК.

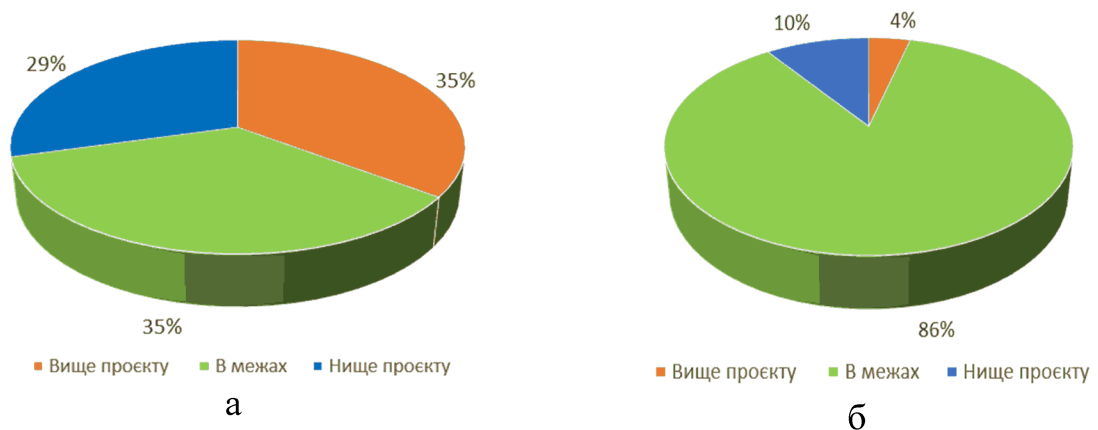


Рис. 3 – Результати оброблення даних щодо проміжного профілювання[4]
а - традиційна технологія розробки ґрунту; б - розробка ґрунту з використанням ІСК

Середнє відхилення профілювання при ручному керуванні становило $\pm 0,050$ м, тоді як при використанні ІСК – $\pm 0,035$ м, що свідчить про зменшення похибки приблизно на 30 %. Кількість точок, які потрапили у межі допустимого відхилення $\pm 0,04$ м, збільшилася з 62 % до 85 %. Продуктивність машини, визначена за формулою (5.3), зросла в середньому на 17,8 %, а питомі витрати пального, розраховані за формулою (5.5), зменшилися на 20,8–31,5 %.

Отримані результати підтвердили, що застосування інтелектуальної системи керування забезпечує стабільність профілювання навіть за наявності зовнішніх збурень, зокрема коливань вологості ґрунту, зміни щільності та мікрорельєфу. Система демонструє зниження часу реакції на зміни зовнішніх факторів у середньому на 12–15 %, що підвищує плавність руху робочого органу та рівномірність зрізання шару ґрунту.

Таким чином, проведені експериментальні дослідження підтвердили ефективність розробленої інтелектуальної системи керування. Встановлено, що ІСК підвищує точність виконання робіт, зменшує енергетичні витрати та забезпечує адаптивну стабілізацію параметрів робочого процесу. Отримані результати узгоджуються з теоретичними положеннями, викладеними у попередніх розділах дисертаційної роботи, та свідчать про доцільність впровадження розроблених алгоритмів у промислову практику. Розроблені технічні рішення впроваджено на підприємствах ТОВ «Ростдорстрой», ТОВ «Навігаційно-геодезичний центр» та ТОВ «ДП “Вега”», що підтверджує їх практичну придатність і технологічну ефективність.

Література

1. Ye M., Lin T. Energy conservation for a motor grader by shifting the engine power curve based on fuzzy adaptive control. *Advances in Mechanical Engineering*. 2015. Vol. 7, no. 4. P. 1–11. DOI: <https://doi.org/10.1177/1687814015582116>.
2. Parente M., Cortez P., Gomes Correia A. An evolutionary multi-objective optimization system for earthworks. *Expert Systems with Applications*. 2015. Vol. 42, no. 19. P. 6674–6685. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.eswa.2015.04.051>.
3. Naghshbandi S. N., Varga L., Hu Y. Technology capabilities for an automated and connected earthwork roadmap. *Construction Innovation*. 2021. DOI: <https://doi.org/10.1108/CI-02-2021-0022>.
4. Feng H., Wang H., Zhang M., Liu X. Adaptive sliding mode controller based on fuzzy rules for a typical excavator electro-hydraulic position control system. *Engineering Applications of Artificial Intelligence*. 2023. Vol. 126. P. 107008. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.engappai.2023.107008>.
5. Chen C., Zhu Z., Hammad A. Critical Review and Road Map of Automated Methods for Earthmoving Equipment Productivity Monitoring. *Journal of Computing in Civil Engineering*. 2022. Vol. 36, no. 3. DOI: [https://doi.org/10.1061/\(ASCE\)CP.1943-5487.0001017](https://doi.org/10.1061/(ASCE)CP.1943-5487.0001017).

МЕТОД ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ НАВАНТАЖЕНЬ МАЛОГАБАРИТНОГО ФРОНТАЛЬНОГО НАВАНТАЖУВАЧА

Валерій Шевченко¹, Юрій Рукавишніков²

¹Кандидат технічних наук, доцент кафедри будівельних і дорожніх машин, Харківський національний автомобільно дорожній університет, м. Харків, Україна

²Доцент кафедри будівельних і дорожніх машин, Харківський національний автомобільно дорожній університет, м. Харків, Україна

Переміщення землерийних машин і одноковшових фронтальних навантажувачів по опорній поверхні з довільним змінним профілем відноситься до категорії складних динамічних процесів. У цій ситуації для отримання об'єктивної інформації про навантаження землерийних машин і одноковшових фронтальних навантажувачів доцільно проводити експериментальні дослідження.

У теорії наукових досліджень експеримент трактується як науково організоване дослідження. Мета будь-якого експерименту — вивчення явища в умовах, які точно враховуються. У процесі проведення експерименту використовується різноманітне вимірювальне обладнання.

Найціннішу інформацію можна отримати, проводячи експерименти на реальній машині. Такі експерименти наближаються до реальних умов при експлуатації машини.

У процесі підготовки експериментальних досліджень необхідно попередньо розробити їх методологію. Метод експерименту – це сукупність положень, що визначають формулювання та послідовність досліджень. Методологія включає такі основні етапи:

- формулювання цілей і завдань дослідження;
- вибір об'єкта дослідження та умов для постановки експериментів;
- розробка програми експериментів і послідовності їх проведення;
- підбір необхідного обладнання та вимірювальних приладів з урахуванням необхідної точності отриманих результатів;
- постановка і проведення експериментів;
- обробка і аналіз отриманих результатів.

Метою запропонованого дослідження є підготовка та проведення експериментів на малогабаритному фронтальному навантажувачі з одним ковшем, а також визначення навантажень, які діють на машину в процесі руху по нерівній опорній поверхні.

Поставлена мета може бути досягнута шляхом вирішення завдань, зазначених в експериментальній методиці.

Для проведення експериментів в якості дослідної машини був обраний невеликий фронтальний одноковшовий навантажувач UNC-060 (рис. 1). Експерименти проводилися на випробувальному майданчику кафедри будівельних і дорожніх машин. Рух машини під час експериментів здійснювався на ґрунтовому та на асфальтобетонному покритті.



Рис. 1 - Невеликий фронтальний одноковшовий навантажувач UNC-060

В якості інформаційної вимірювальної системи використовувалося обладнання з аналого-цифровим перетворювачем (рис. 2).

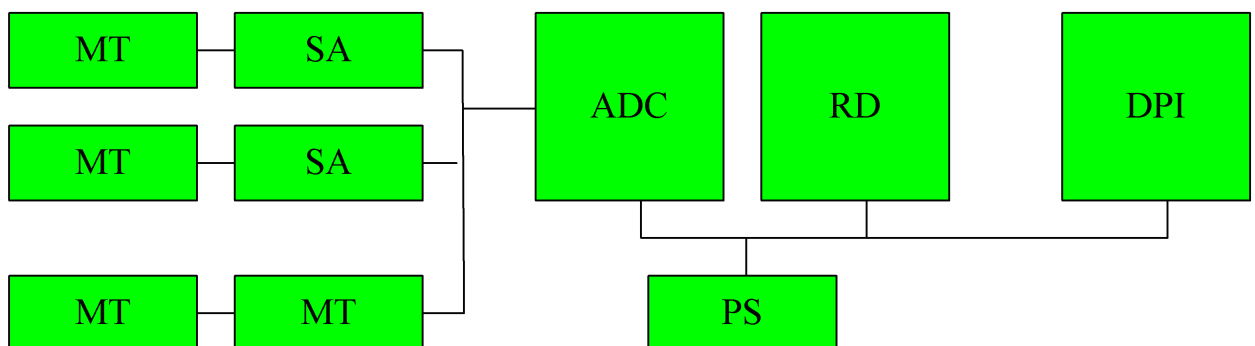


Рис. 2 – Структурна схема аналого-цифрової системи вимірювання інформації.

На рис. 2 використовуються такі символи: MT – вимірювальний перетворювач (датчик); SA – підсилювач сигналу; ADC – аналого-цифровий перетворювач; RD – пристрій запису; PS – джерело живлення; DPI – пристрій для представлення інформації (ноутбук).

Виготовлена система вимірювання інформації була встановлена на невеликому фронтальному навантажувачі, рис. 3.



Рис. 3 – Система вимірювання інформації, встановлена на малогабаритному фронтальному навантажувачі

У процесі проведення експериментів за допомогою датчиків вимірювалися такі параметри: прискорення навантажувача в трьох площинах, тиск масла в гідравлічних циліндрах підйому стріли.

Результати експериментальних досліджень були оброблені на комп'ютері за допомогою спеціальної програми і представлені у вигляді графіків, рис. 4.

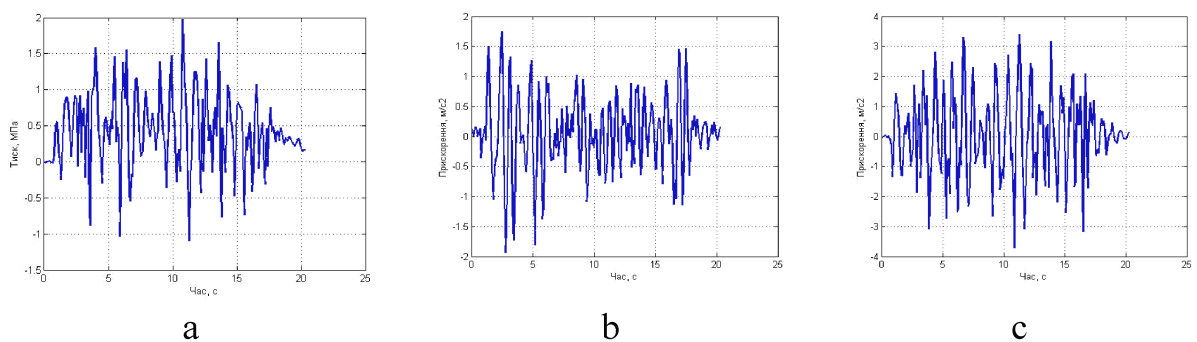


Рис. 4 – Результати експериментальних досліджень: вага вантажу в ковші – 400 кг; виліт стріли – максимальний; швидкість фронтального навантажувача – 2,5 м/с; опорна поверхня – асфальтобетонне покриття
а – графік зміни в часі надлишкового тиску в порожнинах штоків гідравлічних циліндрів стріли; б – графік зміни в часі прискорення фронтального навантажувача в поперечному напрямку; в – графік зміни в часі прискорення фронтального навантажувача у вертикальному напрямку

Висновки

Для дослідження навантажень, що діють на фронтальний навантажувач, необхідно використовувати аналого-цифрову систему вимірювання інформації.

Розроблений метод аналізу експериментальних даних дозволяє представити результати в графічній формі.

Рух фронтального навантажувача по нерівностях опорної поверхні спричиняє появу випадкових коливань тиску робочої рідини в гідравлічних циліндрах підйомника стріли. При цьому відбуваються випадкові коливання фронтального навантажувача в поперечному та вертикальному напрямках.

Література

1. Володарський Є.Т., Кошева Л.О. / Теорія та практика експериментальних досліджень: навч. посіб. — Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2023. — 120 с.
2. Волков О.І. / Методи наукових досліджень: навч. посіб. — Харків: ХНАДУ, 2018. — 180 с./ Розглядає методи дослідження механічних систем, включаючи експериментальну верифікацію моделей, обробку даних з датчиків, оцінку похибок.
3. Шейко В. / Методологія та аналіз теоретичних та експериментальних досліджень. — Київ: Центр учбової літератури, 2020. — 256 с.
4. Montgomery D.C. Design and Analysis of Experiments. — 10th ed. — Hoboken: Wiley, 2023. — 752 p.

АДАПТИВНИЙ ВМОНТОВАНИЙ ГІДРОПРИВІД СТРІЧКОВОГО КОНВЕЄРА З СИСТЕМОЮ КЕРУВАННЯ СТАБІЛІЗАЦІЇ ШВИДКОСТІ РУХУ РОБОЧОЇ ЛАНКИ

Артем Светлов¹, Леонід Поліщук², Олег Піонткевич³

¹Аспірант факультету машинобудування та транспорту, Вінницький національний технічний університет, м. Вінниця, Україна

²Доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри галузеве машинобудування, Вінницький національний технічний університет, м. Вінниця, Україна

³Кандидат технічних наук, доцент кафедри технологій та автоматизації машинобудування, Вінницький національний технічний університет, м. Вінниця, Україна

Стрічкові конвеєри переважно застосовуються в поточних технологіях виробництва в умовах дії постійних та непостійних навантажень. Максимальне перевищення навантажень під час змінних режимів роботи в порівнянні з номінальним може бути значним. Під час роботи приводів конвеєрів в таких режимах навантаження (наприклад, під час розвантаження цукрових буряків з транспортних засобів на приймальний конвеєр буртоукладника) виникають умови, коли через його суттєве збільшення для запобігання поламак приводу необхідна його миттєва зупинка, що призводить до зниження продуктивності роботи транспортного засобу [1]. В таких випадках доцільно використовувати адаптивні гідравлічні приводи з системою керування вмикання додаткового гідромотора, що забезпечує безупинний режим роботи і підвищує продуктивність [2].

Відомим є технічне рішення вмонтованого гідравлічного приводу з системою керування стрічкового конвеєра [3], гідросистема якого працює в режимі постійної подачі робочої рідини. За такого режиму роботи під час вмикання додаткового гідромотора витрати робочої рідини зменшуються пропорційно величині характерного об'єму цього гідромотора, а тому швидкість руху стрічки також зменшується, що впливає на продуктивність його роботи [4]. Вирішення проблеми стабілізації швидкості руху стрічки для адаптивних приводів з системою керування стрічкових конвеєрів є актуальною задачею.

Метою розробки є підвищення техніко-економічних показників конвеєра за рахунок удосконалення його адаптивного гідроприводу з системою керування, яка забезпечує стабільність швидкості руху стрічки конвеєра при змінних вантажопотоках.

В роботі наведена принципова схема адаптивного вмонтованого гідравлічного приводу стрічкового конвеєра з удосконаленою системою керування, яка дозволяє підтримувати стабільну швидкість руху стрічки при вмиканні додаткового гідромотора.

На рис. 1 показані гідрокінематична схема адаптивного гідроприводу з системою керування стабілізації швидкості руху робочої ланки. Привід містить корпус барабана 1, в який вбудовано два гідромотори: основний 2 і додатковий 3. Рух передається через два передавальні механізми. Перший складається з лівої ведучої 4, проміжної 5 та коронної 6 шестерень. Другий — з правої ведучої 7, проміжної 8 та коронної 9 шестерень. Вісь, на якій улаштований барабан, має три частини: нагнітальну 10, центральну 11 та зливну 12. Для циркуляції рідини є нагнітальний 13 та зливний 14 канали, що з'єднані гідролініями 15 та 16 відповідно з основним гідронасосом 17 та баком 18.

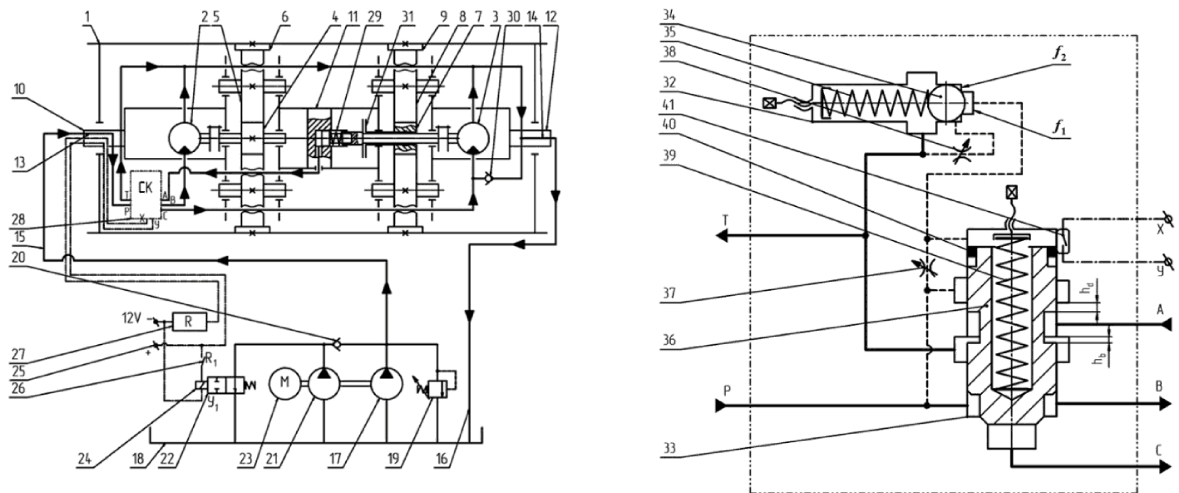


Рис. 1 – Адаптивний вмонтований гідропривід стрічкового конвеєра з системою керування стабілізації швидкості руху робочої ланки

Нагнітальна гідролінія 15 має запобіжний клапан 19, з'єднаний з баком 18. До неї також під'єднано гідронасосний зворотний клапан 20, який з'єднаний з додатковим гідронасосом 21 та нормально відкритим клапаном 22. Обидва насоси 17 і 21 працюють від одного мотора 23. Електромагніт 24 керує клапаном 22 і живиться від блока живлення 25 (на 12 В) через релейний контакт 26 від реле 27. Реле 27 також під'єднано до контактів X і Y пристрою керування 28.

Пристрій керування 28 виконаний на основі двокаскадного клапана: перший 32 та другий 33 каскади, причому другий наділений функцією розподільника потоку рідини. Він з'єднує канали 13 (штуцер P) і 14 (штуцер T), натискний плунжер 29 (штуцер A), основний гідромотор 2 (штуцер B), додатковий гідромотор 3 та гідромоторний зворотний клапан 30 (штуцер C). Виходи гідромоторів 2 та 3 під'єднанні до зливного каналу 14. Натискний плунжер 29 контактує з фрикційною муфтою 31, яка передає крутний момент від додаткового гідромотора 3 до барабана 1. Перший каскад 32 містить кульковий клапан 34 з регульованою пружиною 35 і двома площами герметизації f_1 та f_2 ($f_2 > f_1$). Другий каскад 33 має золотник 36 з магнітним кільцем 40 та регульованою пружиною 39. Кільце 40 працює разом з датчиком 41, підключеним до контактів X і Y. Штуцер P з'єднаний зі штуцером B,

дроселем 37, і через золотник 36 зі штуцером С. Штуцер А з'єднаний зі штуцером Т або Р через вікна h_b і h_d ($h_d > h_b$).

Принцип роботи адаптивного вмонтованого гідроприводу полягає в тому, що коли при нормальному навантаженні тиск рідини відповідає номінальному, працює тільки основний гідронасос 17 і гідромотор 2, які обертають корпус барабана 1. Додатковий гідронасос 21 працює вхолосту, оскільки нормально відкритий клапан 22 вимкнений, повертаючи рідину в бак 18, а фрикційна муфта 31 розімкнена. Коли навантаження на барабан 1 зростає і підвищується тиск, активується перший каскад 32 (клапан 34) пристрою керування 28. Перепад тиску на дроселі 37 переміщує золотник 36 (другий каскад 33) у верхнє положення, що направляє рідину до додаткового гідромотора 3 (штуцер С) та плунжера 29 (штуцер А), вмикаючи муфту 31 для передачі моменту через другий механізм (7, 8, 9). Магнітне кільце 40 активує датчик 41, який через реле 27 і електромагніт 24 вмикає клапан 22. Клапан 22 закривається, і насос 21 подає рідину через клапан 20 в гідролінію 15, стабілізуючи швидкість. Якщо навантаження зростає ще більше, спрацьовує запобіжний клапан 19, який зливає рідину від насосів 17 і 21 в бак 18, зупиняючи мотори 2 і 3. Коли ж навантаження і тиск зменшуються, клапан 34 повертається в сидло корпусу першого каскаду, а золотник 36 – в нижнє положення. Подача до плунжера 29 припиняється, муфта 31 розмикається. Датчик 41 вимикається, клапан 22 відкривається, і насос 21 знову працює вхолосту, тобто система повертається до режиму роботи тільки з основним гідромотором 2.

Висновок

Розроблена принципова схема адаптивного вмонтованого гідравлічного приводу з системою керування конвеєра, що працює в режимах змінних робочих навантажень, яка автоматично забезпечує його безупинну роботу та стабілізацію швидкості руху стрічки за зміни навантаження.

Література

1. Поліщук Л.К. Вмонтовані гідравлічні приводи конвеєрів з гнучким тяговим органом, чутливі до зміни навантаження: монографія / Л. К. Поліщук, О.О. Адлер. – Вінниця: ВНТУ, 2010. -184 с.
2. Поліщук Л. К. Динаміка вмонтованого гідроприводу конвеєрів мобільних машин : монографія/ Л. К. Поліщук. – Вінниця.: ВНТУ, – 2018. – 240 с.
3. Поліщук Л. К. Проектування вмонтованих гідроприводів ПТМ з використанням їх структурно-функціональних елементів / Л. К. Поліщук, Ю. В. Булига // Підйомно-транспортна техніка. - 2018. - № 3. - С. 57-67. - Режим доступу: http://nbuv.gov.ua/UJRN/Pidtt_2018_3_8
4. Поліщук Л. К. Аналіз впливу параметрів системи керування на динамічні процеси гідроприводу стрічкового конвеєра / Л. К. Поліщук, О. В. Піонткевич, О. О. Коваль // Промислова гідравліка і пневматика, 2016. № 2(52). С. 37-47.

ВИЗНАЧЕННЯ ФАКТИЧНОЇ ГРУПИ КЛАСИФІКАЦІЇ (РЕЖИМУ РОБОТИ) ВАНТАЖОПІДІЙМАЛЬНИХ КРАНІВ

Олексій Нєженцев¹

¹Кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут ім. Ігоря Сікорського», м. Київ, Україна

Більше 85% вантажопідіймальних кранів, які експлуатуються в Україні, відпрацювали нормативний термін. Тому відповідно до вимог нормативно-правових документів [1] для цих кранів треба проводити експертне обстеження з метою встановлення термінів та умов їх подальшої безпечної експлуатації. Одним із найважливіших етапів експертного обстеження вантажопідіймальних кранів є визначення їх фактичної групи класифікації (режиму роботи), на підставі аналізу якої, з урахуванням технічного стану, встановлюються залишковий ресурс кожного крана та терміни повторних обстежень.

Переважна більшість мостових, козових, порталних, баштових і ін. кранів, що експлуатуються сьогодні в Україні були виготовлені ще в 90-ті роки, коли застосовувалася класифікація за правилами Держгіртехнагляду. Згідно з ними режим роботи крана визначався режимом роботи механізму підйому вантажу і регламентувався наступними режимами: легкий (Л), середній (С), важкий (Т), дуже важкий (ВТ).

В сучасних умовах група класифікації (режим роботи) вантажопідіймальних кранів визначається за міжнародним стандартом ISO 4301/1 залежно від поєднання класу використання (U0 - U9) і режиму навантаження (Q1 - Q4) крана. Для приведення у відповідність паспортних режимів роботи кожного із зазначених кранів за «старою» класифікацією Держгіртехнагляду з новими нормами ISO 4301/1 застосовується таблиця відповідності режимів роботи і груп класифікації кранів [1].

Багаторічний досвід і практика експертного обстеження вантажопідіймальних машин, які відпрацювали нормативний термін експлуатації, показує, що оцінка фактичної групи класифікації (режиму роботи), що проведена за нормативно-правовими актами з охорони праці (НПАОП) [1], дуже часто не співпадає з паспортними режимами роботи кранів. Результати досліджень [2, 3, 4 та ін.] показали, що відповідність режимів роботи за правилами Держгіртехнагляду і груп класифікації по [1] справедлива лише для обмеженого терміну служби кранів, який значно менше нормативного і для більшості експлуатуємих кранів вже давно закінчився. Внаслідок цього, визначити фактичну групу класифікації (режим роботи) кранів, які відпрацювали нормативний термін, за діючими нормами [1] та співставити з їх паспортними режимами роботи практично неможливо, що є дуже небезпечним.

Результати експертних обстежень вказаних кранів і достовірність висновків викликають сумніви тому, що, внаслідок багатократної зміни виробничої програми на ділянках, де експлуатуються крани, здачі їх в оренду, текучки обслуговуючого персоналу, руйнування промислових підприємств в період війни, немає можливості достовірно встановити такі параметри як: кількість робочих циклів, значення мас окремих вантажів, середню тривалість використання механізму при окремих рівнях навантаження та ін. параметри, які необхідні для визначення групи класифікації (режиму роботи) кожного крана з простроченим терміном роботи. Це може привести до небезпечних помилкових рішень щодо встановлення залишкового ресурсу кожного крана, умов його експлуатації та термінів повторних обстежень.

Автором вдосконалено методику визначення фактичної групи класифікації (режиму роботи) вантажопідіймальних кранів, що ґрунтується на кількості спожитої краном енергії [3, 4]. Для розрахунку фактичного режиму роботи крану необхідно визначити його річне енергоспоживання (наприклад, за допомогою встановленого на крані трифазного лічильника електроенергії) і усереднене число робочих циклів в годину. Потім розраховуються питомі витрати енергії за один цикл, що доводяться на одну тонну вантажу. За розробленими автором графіками і таблицями відповідності питомої витрати енергії і групи класифікації кранів (з урахуванням кількості робочих циклів за термін служби) визначається фактична група класифікації (режим роботи) крану. Пропонована методика допоможе уникнути небезпечних помилкових рішень щодо встановлення залишкового ресурсу кожного крана, умов його експлуатації з об'єктивно визначеною групою режиму роботи та термінів повторних обстежень.

За розробленою методикою для кранів легкого, середнього, важкого і дуже важкого режимів роботи були розраховані терміни служби, протягом яких паспортні режими робіт за «старими» правилами Держгіртехнагляду відповідають групам класифікації за новими нормами ISO [1]. Аналіз результатів розрахунків показує, що відповідність паспортних режимів робіт за правилами Держгіртехнагляду з групами класифікації за новими нормами [1] дотримується тільки для легкого режиму роботи (A1, A2, A3) протягом тривалих термінів експлуатації. Для кранів решти режимів роботи вказана відповідність не дотримувалася навіть протягом нормативного терміну експлуатації і тим більше не дотримується після його закінчення. Розбіжності між ними, як правило, збільшуються при зростанні терміну експлуатації вантажопідіймальних кранів, який може досягати 40 і більше років.

При тривалій експлуатації крана, через визначений термін для кожного крана, фактична кількість його робочих циклів перевищить максимальну для даного класу використання і кран фактично переходить в наступну групу класифікації (режимну групу), яка не співпадає з його паспортним режимом роботи та ніяк не враховується обслуговуючим персоналом. При цьому фактичний перехід крана з однієї групи режиму в іншу (більш важку), наприклад, з A5 («середній режим роботи») в A6 («важкий»), або з A7 («важкий режим роботи») в A8 («дуже важкий») буде неминучим за рахунок

накопичення кількості робочих циклів крана навіть при роботі з незмінними або меншими за масою вантажами.

Тому крани, які відпрацювали нормативний термін експлуатації і фактично повинні бути віднесені до «важкого» режиму роботи і проходити експертне обстеження частіше, на практиці, завдяки записам у паспорті крана «середній режим» або «легкий режим» обстежуються і ремонтуються рідше, ніж необхідно, що може привести до тяжких аварій. Особливо гостро ці питання виникнуть після закінчення війни, коли необхідно буде відновлювати численні зруйновані промислові та цивільні об'єкти за нестачі вантажопідіймальних машин із задовільним технічним станом.

Крім того, практика експертного обстеження вантажопідіймальних кранів показує, що фактична група класифікації (режим роботи) крана, як правило, визначається обслуговуючим персоналом «приблизно» при формальному складанні «Довідки про характер роботи крана». В результаті в більшості експертних висновків, наприклад для кранів мостового типу середнього режиму роботи з 30 ... 40-річним терміном експлуатації, вказується, що фактичний режим роботи кранів «не перевищує паспортний», хоча з норм [1] впливає, що це можливо тільки в перші 13 років експлуатації.

Таким чином, розроблена методика дозволяє достовірно визначати фактичну групу класифікації вантажопідіймних кранів (режим роботи), які відпрацювали нормативний термін, з урахуванням реальних умов роботи всіх кранових механізмів та їх технічного стану за весь період експлуатації. На підставі цього експерт може обґрунтовано та якісно встановити строки подальшої безпечної експлуатації кранів.

Література

1. Правила охорони праці під час експлуатації вантажопідіймальних кранів підіймальних пристроїв і відповідного обладнання: НПАОП 0.00-1.80-18. – К.: Основа, 2018. - 240 с.
2. Неженцев О.Б. Діагностика режимів роботи об'єктів машинобудування підвищеної небезпеки // Матеріали X міжнародної науково-практичної конференції «Концептуальні шляхи розвитку науки та освіти», м. Львів, 29-30 січня 2024 р. – Львів: Львівський науковий форум, 2024. – С. 79 - 81.
3. Неженцев О.Б. Методика визначення фактичної групи класифікації (режиму роботи) вантажопідіймних кранів // Матеріали XXII-ої міжнародної науково-технічної конференції «Прогресивна техніка технологія та інженерна освіта», м. Київ, 7–10 вересня 2021 р. – К.: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2021. – С. 136-138.
4. Kravchenko O., Nyezhtentsev O., Gerlici J., Dizo J. Diagnostics of the lifting cranes' actual work mode during their continuous exploitation // XX International technical systems degradation conference, 03.04÷05.04.2024, Liptovský Mikuláš, Slovakia, P. 57-60.

МЕТОДИ ОЦІНЮВАННЯ ТОЧНОСТІ ТА ЯКОСТІ ПРОДУКЦІЇ МАШИНОБУДІВНОЇ ГАЛУЗІ В УМОВАХ ЦИФРОВОЇ ТРАНСФОРМАЦІЇ ВИРОБНИЦТВА

Людмила Перпері¹, Ганна Голобородько², Геннадій Оборський³

¹ Доцент кафедри цифрових технологій в інжинірингу Національного університету «Одеська політехніка», м. Одеса, Україна

² Доцент кафедри цифрових технологій в інжинірингу Національного університету «Одеська політехніка», м. Одеса, Україна

³ Професор кафедри цифрових технологій в інжинірингу Національного університету «Одеська політехніка», м. Одеса, Україна

Сучасні виробничі процеси на підприємствах машинобудівної галузі повинні забезпечувати високі стандарти якості щодо вимог, що висувуються до продукції. У межах концепції Industry 4.0 розвиток машинобудівного виробництва характеризується активним провадженням цифрових технологій на всіх етапах життєвого циклу продукції – від проєктування до контролю якості [1, 2]. Серед цих етапів ключову роль відіграють процеси метрологічної діяльності, пов'язані з контролем параметрів точності та якості готових виробів, а також із забезпеченням достовірності та відтворюваності результатів вимірювань, що становить основу управління якістю технологічними процесами [3, 4]. Реалізація зазначеного потребує удосконалення існуючих підходів до оцінювання якості, розробки нових методів метрологічного забезпечення технологічних процесів, здатних інтегруватися в цифрові виробничі системи. Важливим завданням, яке вже вирішуються фахівцями промислових підприємств в умовах цифрової трансформації, є перехід від традиційних методів контролю до використання автоматизованих вимірювальних систем на проміжному етапі та подальшу інтеграцію вимірювальних процесів у виробничі ланцюги на етапі цифрової інтеграції. Формально можна виокремити три етапи цифрової трансформації. На першому етапі здійснюється перехід від аналогових і ручних методів контролю до цифрової форми оброблення результатів (Analog-to-Digital Transition). Даний етап характеризувався переважним застосуванням механічних або аналогових вимірювальних засобів з фіксацією результатів у паперових протоколах з відсутністю автоматизації виробничих та метрологічних процесів (рис. 1).

На другому етапі – автоматизації вимірювальних процесів та впровадження цифрових приладів контролю (Automated Measurement & Control Systems Stage) – здійснюється впровадження електронних засобів вимірювань, автоматизований збір та первинна обробка даних, електронна реєстрація та передавання результатів за допомогою баз даних вимірювальної інформації або електронних журналів, що призводитиме до зменшення

похибок введення. Цей етап також характеризується частковою інтеграцією вимірювальних підсистем у виробничі процеси та появою локальних автоматизованих систем контролю.

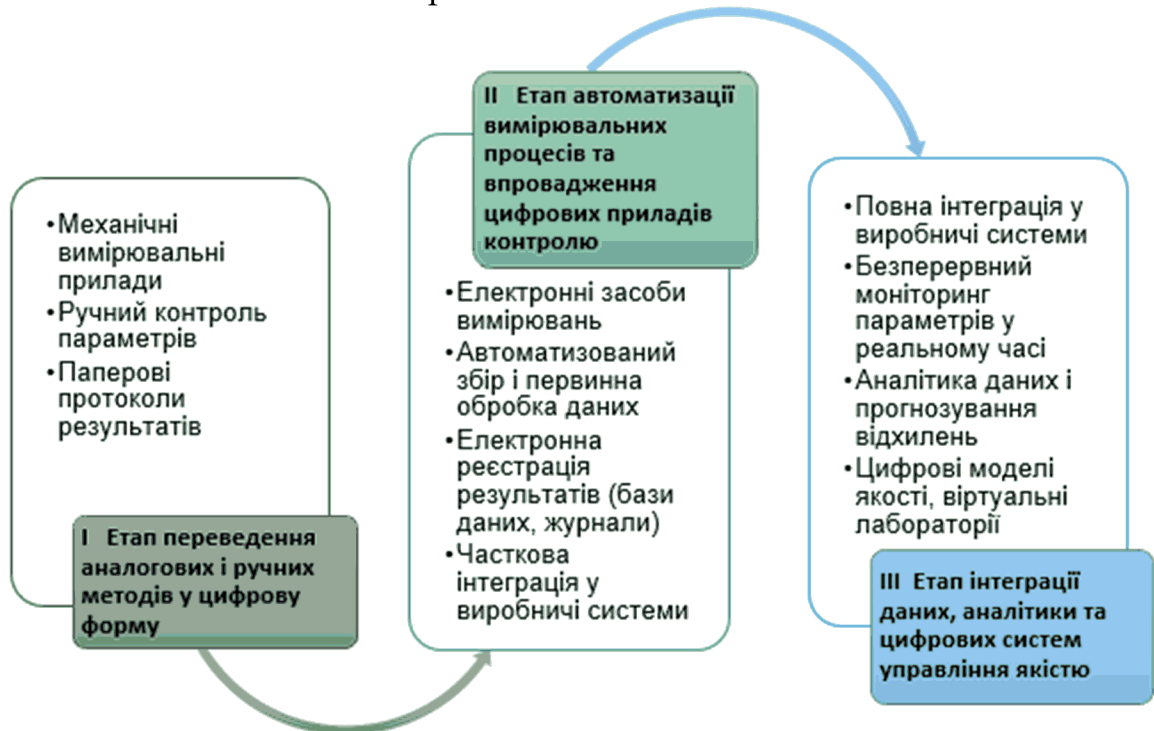


Рис. 1 – Етапи трансформації методів оцінювання точності та якості продукції машинобудівної галузі

На третьому етапі – інтеграції даних, аналітики та цифрових систем управління якістю (Integrated Data Analytics & Quality Management Stage) – відбувається повна інтеграція вимірювальних процесів до виробничих ланцюжків, передача даних з сенсорів і систем контролю до цифрових платформ управління якістю. Саме створення цифрової платформи управління якістю, інтегрованої з різними модулями, такими як PLM, ERP, MES, SCADA, а також сервісами та користувачами, відповідає концепції Industry 4.0 у поєднанні з SmartMetrology, у межах якої процеси оцінювання, забезпечення та управління якістю розглядаються не як окремі системи, а як складові єдиної екосистеми даних. На цьому етапі впроваджується повна цифровізація вимірювальних та контрольних процесів, що супроводжується використанням методів аналітики даних, цифрових моделей, віртуальних лабораторій та хмарних сервісів та ін. Контроль точності та якості здійснюється без участі оператора в автоматизованому режимі, а передавання даних здійснюється в режимі реального часу.

Узагальнюючи етапи трансформації методів оцінювання точності та якості, доцільно детальніше зупинитися на розгляді інтегрованої системи оцінювання точності та якості продукції, що відображає взаємозв'язок між вимірювальними засобами, аналітичними інструментами та системами управління. Такі системи ґрунтуються на багаторівневій архітектурі, яка забезпечує взаємодію між вимірювальною, інформаційною та аналітичною підсистемами. У її структурі можна виокремити наступні основні рівні:

збирання даних, оброблення та зберігання даних, аналітики й моделювання даних, контролю та управління якістю. Всі рівні архітектури мають функціонувати в межах метрологічної інфраструктури, яка забезпечує простежуваність та достовірність вимірювальної інформації у цифровому середовищі.

В умовах цифрової трансформації машинобудівних виробництв для формування архітектури систем оцінювання точності та якості ключову роль відіграють автоматизовані програми, які дозволяють визначати відхилення параметрів від встановлених номінальних значень, прогнозувати дефекти та визначати стабільність технологічних процесів тощо, в межах виробничого циклу. Інтеграція автоматизованих програм забезпечує контроль з використанням цифрових технологій від збору та опрацювання даних до прийняття управлінських рішень. Кожен рівень архітектури виконує свої функції, а допоміжні компоненти, зокрема метрологічна інфраструктура та засоби візуалізації підвищують достовірність, наочність і забезпечують інтеграцію всієї системи в єдине цифрове виробниче середовище.

Таким чином, розробка та впровадження автоматизованих програм є не просто черговим технічним завданням, а одним із базових напрямів розвитку методів оцінювання точності та якості продукції в умовах цифрової трансформації виробництва. Реалізація таких рішень сприятиме забезпеченню аналітичної спроможності системи і підвищенню ефективності управління якістю, підкреслюючи, що сучасні методи оцінювання стають невід'ємною частиною цифрової архітектури виробничих процесів.

Література

1. Olu-lawal, K. A., Olajiga, O. K., Ani, E. C., Adeleke, A. K., Montero, D. J. P. The Role of Precision Metrology in Enhancing Manufacturing Quality: A Comprehensive Review // Engineering Science & Technology Journal. – 2024. – Vol. 5, No. 3. – P. 728-739. – DOI: 10.51594/estj.v5i3.868
2. Голобородько В.В., Оборський Г.О., Перпері Л.М. Цифрові трансформації Industry 4.0: виклики та можливості в сфері метрології / Нові та нетрадиційні технології в ресурсо- та енергозбереженні: Матеріали міжнародної науково-технічної конференції, 6-7 грудня 2023 р., м. Одеса. – Одеса: 2023. – С. 64 – 65.
<https://drive.google.com/file/d/1p8DLQpjO483tkao55Px66qc01x74r-Jc/view>
3. Ahmad, A., Alshurideh, M., Al Kurdi, B., Aburayya, A., & Hamadneh, S. (2021). Digital transformation metrics: a conceptual view. Journal of Management Information and Decision Sciences, 24(S2), 1-18. Доступно за посиланням: <https://www.abacademies.org/articles/digital-transformation-metrics-a--conceptual--view-11806.html>.
4. A. Lazzari, J. -M. Pou, C. Dubois and L. Leblond, "Smart metrology: the importance of metrology of decisions in the big data era," in IEEE Instrumentation & Measurement Magazine, Vol. 20, No. 6, P. 22-29, 2017, DOI: 10.1109/MIM.2017.8121947.

КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ВЗАЄМОДІЇ РОБОЧИХ ОРГАНІВ БУДІВЕЛЬНИХ МАШИН З РОБОЧИМ СЕРЕДОВИЩЕМ В CAD/CAE СИСТЕМАХ

Олександр Лук'янчук¹, Вікторія Лук'янчук²

¹Кандидат технічних наук, доцент кафедри будівельних, дорожніх і меліоративних машин Національного університету водного господарства та природокористування, м. Рівне, Україна.

²Здобувач 1 курсу інституту будівництва, архітектури та дизайну Національного університету водного господарства та природокористування, м. Рівне, Україна.

Автоматизація інженерних задач – один з основних напрямів підвищення продуктивності у сфері підготовки будівництва та промислового виробництва.

Мета інжинірингу в будівництві полягає в створенні об'єкта, який максимально відповідає розробленій моделі. Під час експлуатації надзвичайно важливо правильно моделювати технологічні процеси, з урахуванням реальних подій протягом життєвого циклу об'єкта. Таким чином, на всіх етапах інжинірингу вимагається постійне моделювання: під час виготовлення (будівництва) - моделювання структури об'єкта, а під час експлуатації – моделювання процесів. Мета інжинірингу в машинобудуванні полягає у вдосконаленні та оптимізації процесів проектування, розробки та виробництва машин і механізмів [1].

Для конструювання спеціального устаткування і засобів технологічного оснащення на основі об'ємного моделювання, розробки креслярської документації, підготовки керуючих програм для устаткування з числовим програмним керуванням (ЧПК) використовується цілий спектр CAD/CAM-систем, які дозволяють виконати аналіз і оптимізацію проектних рішень. Ці CAD/CAM-системи широко застосовують у всіх галузях промисловості, і за останнє десятиліття в нашій країні накопичений досить великий досвід їхнього використання. Певні позитивні тенденції з'явилися в сфері вищої освіти стосовно наукової діяльності і викладання дисциплін з використанням технологій CAD/CAM/CAE/PDM-систем [2].

Сучасні CAD-системи мають різну спеціалізацію. За галузевим призначенням виділяють такі види САПР: АЕС CAD, MCAD, ECAD (Electronic CAD) або EDA [3].

CAE-системи (computer aided engineering – підтримка інженерних розрахунків) призначені для проведення інженерного аналізу характеристик складників, що виконувалися в системах автоматизованого проектування. У CAE-системах також використовується тривимірна модель виробу, створена в CAD-системі. CAE-системи ще називають системами інженерного аналізу.

Поява можливості створювати твердотільну модель вимагає детального її опису, прогнозування експлуатаційних навантажень, включаючи вплив температури, опір середовища. Такі системи дають змогу за допомогою розрахункових методів моделювати «поведінку» промислових виробів у реальних умовах експлуатації [3].

Основою роботи в системі комп'ютерного моделювання в CAD/CAE системах середнього класу є створення параметричної 3D-моделі з можливістю призначення геометричних та конструкційних параметрів через змінні. При роботі зі змінними можна використовувати наступні типи функцій: стандартні математичні функції, спеціальні функції, функції роботи з внутрішньою базою даних, функції роботи з зовнішньою базою даних.

У системі CAD/CAE змінні можна створювати різними способами: у редакторі змінних команд *Variables*; при заданні й редагуванні параметрів ліній побудови; у текстовому редакторі; при заданні текстових рядків у параметрах графічних елементів системи; при завданні рівня й пріоритету елементів.

За допомогою функції анімації можна візуально простежити за змінами в процесі, що відбуваються при зміні значень змінних моделі. Для прикладу розглянемо застосування принципів моделювання руху бульдозерного відвалу у системі моделювання середнього класу.

Для параметризації змінних при моделюванні руху бульдозерного відвалу можна використати схему на рис. 4.

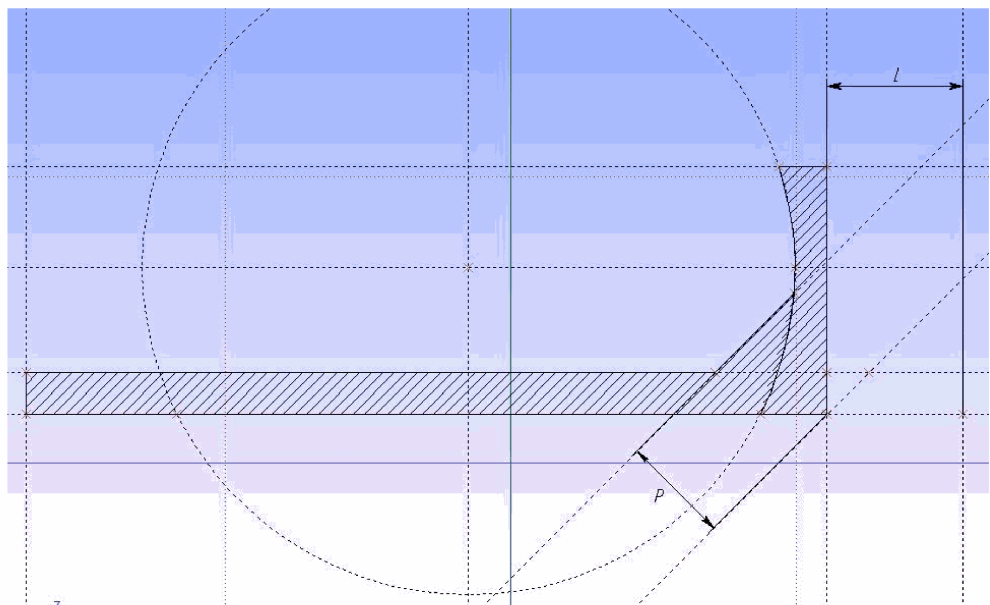


Рис.1 – Схема параметризації елементів при моделюванні руху бульдозерного відвалу з накопиченням призми

Змінні необхідно встановити на переміщення відвалу та зміщення скосу призми волочіння з кутом природного укосу ґрунту. У редакторі змінних необхідно ввести пропорцію між цими змінними через рівність площі профілю зрізаного ґрунту та профілю поповнення призми.

Після визначення пропорційності розмірів елементів об'єкта моделювання допоміжними лініями здійснюється побудова базової лінії руху відвалу зі встановленням змінної. Задається параметризована прив'язка ліній кривизни відвалу та його задньої стінки за схемою на рис. 4. Здійснюється побудова базової лінії з кутом природного укосу ґрунту через кут відвалу. Далі здійснюється побудова лінії скосу призми волочіння зі встановленням змінної, розраховуються пропорції між змінними L та P , далі йде побудова ліній зображення зі штрихуванням контурів конструкції та робочого середовища. Встановлюється діапазон базової змінної L для моделювання руху бульдозерного відвалу. Здійснюється перехід в 3D-простір з імпортом всіх параметрів і використанням 3D-операцій. І як результат відбувається моделювання руху в 3D-просторі із записом в електронному вигляді у відеоформаті.

Висновки

1. За прийнятими вхідними параметрами робочих органів та візуалізацією з анімацією його кінематичної схеми можливо попередньо оцінити та перевірити його працездатність в робочому середовищі.
2. Ураховуючи тенденції використання нових форм організації роботи, зокрема у будівництві, наприклад, у вигляді віртуальних підприємств, користувачам CAD/CAE-систем все більшу увагу необхідно приділяти новим інформаційним та комунікаційним технологіям при промисловому проектуванні.
3. Автоматизація інженерних задач підготовки виробництва дозволяє промисловим підприємствам оперативно вийти на рівень сучасних комп'ютеризованих виробництв, що працюють ефективно й якісно.

Література

1. Ворощук В.Я., Вітенько. Т.М. Інжиніринг та 3D моделювання в середовищі Solidworks: навч. посібник. Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2023. 164с.
2. Бабак В.П., Павленко П.М., Руденко П.А. Методи і технології автоматизації технічної підготовки виробництва промислових підприємств // Вісник НАУ. – 2004. – № 2. – С.3-7.
3. Овчарук, І., & Овчарук, В. Комп'ютерна графіка. Огляд САПР-технологій. Цифрова платформа: інформаційні технології в соціокультурній сфері, 2022, 5(2), 321–335. <https://doi.org/10.31866/2617-796X.5.2.2022.270135>

ШЛЯХИ ЗМЕНШЕННЯ ПРОСТОЇВ І ПОПЕРЕДЖЕННЯ АВАРІЙ ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ КРАНІВ

Олег Іваненко¹, Заур Мусаєв²

¹Кандидат технічних наук, доцент кафедри ЕВСБДМ Харківського національного автомобільно-дорожнього університету, м. Харків, Україна

²Кандидат технічних наук, доцент кафедри ЕВСБДМ Харківського національного автомобільно-дорожнього університету, м. Харків, Україна

Завдання підвищення рівня механізації вантажно-розвантажувальних і складських робіт повинно вирішуватися одночасно з підвищенням рівня безпеки умов праці. У зв'язку з цим зростає роль експлуатаційної ефективності та надійності вантажопідйомних кранів, що беруть участь у цих процесах. Необхідно зменшити кількість простоїв, виключити можливість аварій, пов'язаних з роботою кранів, оскільки їх вихід з ладу призводить до зупинки всього виробничого процесу і, в ряді випадків, до значних матеріальних втрат. [1]

На основі аналізу даних з експлуатації вантажопідйомних кранів можна зробити висновок, що вирішення проблеми підвищення надійності та експлуатаційної ефективності вантажопідйомних кранів ускладнюється через такі фактори [2]:

1. Парк вантажопідйомних кранів значно постарів – близько 85% кранів вичерпали нормативний термін служби.
2. Відсутні фінансові можливості для ремонту та модернізації кранового обладнання.
3. Низький рівень технічного обслуговування та кваліфікації обслуговуючого персоналу.
4. Незадовільний технічний стан елементів захисної системи кранів.
5. Недосконала методика порівняльної оцінки надійності (по показнику ймовірності безвідмовної роботи) захисної системи вантажопідйомних кранів при дії вітру.
6. Відсутність відомостей по нормативних вітрових навантаженнях при експлуатації крана.
7. Недостатні дослідження динаміки вантажопідйомних кранів при дії сильного вітру.

Метою роботи є розробка та рекомендації щодо підвищення ефективності та надійності захисної системи вантажопідйомних кранів, що піддаються впливу інтенсивного вітру і дослідження можливостей розширення діапазону вітрових навантажень для подальшої експлуатації крана.

Незважаючи на виконання вимог «Правила будови і безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів» [3] зупинки та аварії

вантажопідйомних кранів, що працюють на відкритих майданчиках, відбуваються, на жаль, не тільки в Україні, але і за кордоном. Причини і наслідки таких аварій досить докладно описані в літературі. Відсутність відомостей о фактичних швидкостях угона кранів при дії вітрового навантаження різної інтенсивності за рахунком технічного стану крана (регулювання гальм, стан тупикових упорів і буферів, сил супротиву пересування крану, аеродинамічних властивостей металоконструкції крана та інше) ускладнює розробку заходів, що сприяють подальшому вдосконаленню захисної системи і розширенню діапазонів вітрового навантаження при якому можлива подальша експлуатація кранів. Таким чином щоб забезпечити безпеку, підвищити надійність і експлуатаційну ефективність вантажопідйомних кранів при виконанні вантажно-розвантажувальних операцій необхідна суттєва модернізація, або заміна існуючої кранової захисної системи. [4]

Угон кранів вітром в робочому і неробочому станах, в більшості випадків, відбуваються з вини гальмівного і протиугінного обладнання (рис. 1). Як правило, угон супроводжуються частковим або повним руйнуванням кранів. Найбільш небезпечні угони кранів відбуваються в робочому стані, оскільки в цей період гальма не працюють і відсутні засоби, що запобігають аварійному стану. Можливість аварій значно збільшується при дії різких динамічних навантажень від вітру в поєднанні з іншими видами навантажень.

На основі багаторічного досвіду експлуатації вантажопідйомних кранів, вивчення спеціальної літератури можна сформулювати наступні вимоги до захисної системи котрі б забезпечували підвищення надійності та ефективності:

- надійна зупинка кранів що пересувається з номінальною швидкістю при обмеженні рівного уповільнення, яке не повинно перевищувати допустимої величини;
- забезпечення безпечної зупинки некерованого крану при угоні вітром і при взаємних зіткненнях кранів.

Великий внесок в рішення проблеми надійності захисної системи кранів внесли М.П. Александров, М.І. Єрофеев, Г.П. Ксюнін, А.В. Мартинов, В.І. Дейнега, В.Ф. Семенюк, В.М. Лінгур, А.М. Вудвуд та інші.

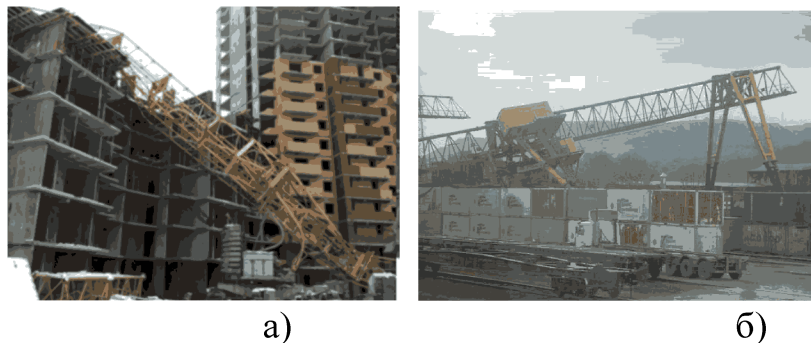


Рис. 1 – Аварії вантажопідйомних кранів:

а) аварія баштового крану у м. Києві 2020 р.; б) аварія козлового крана у м. Харкові 2021 р.

Дослідження та вплив вітрових навантажень на крани та інженерні споруди – найважливіше народногосподарське завдання. Це завдання багатопланове, вимагає розгляду різних аспектів наукової діяльності. Пошук рішень прикладних завдань відбувається, як правило, на стику різних наук: математики, прикладної метеорології та відповідних інженерних дисциплін. Вирішення проблеми скорочення простоїв, викликаних сильним вітром, можливе за рахунок виявлення резервів кранів та їх використання при швидкості вітру вище нормативної. [5]

В даний час проблема впливу вітрових навантажень на вантажопідйомні крани вивчена недостатньо і рішення може бути досягнуто шляхом розробки науково обґрунтованих методів підвищення ефективності вантажопідйомних кранів, що розширюють діапазон швидкостей вітру для їх робочого стану. Чинні нормативні документи можна розділити на чотири групи:

- 1- загальнокранові норми вітрових навантажень, що діють в Україні;
- 2 - норми вітрових впливів, що відносяться безпосередньо до певних типів кранів;
- 3 - іноземні норми.

Аналіз чинних норм вказує на існуючі протиріччя і розбіжності в рекомендованих значеннях швидкостей вітру, при яких можлива робота крана. Так, ГОСТ 1451-77 для експлуатації кранів всіх типів визначає швидкість вітру до $V=20$ м/с. У той же час «Правила технічної експлуатації перевантажувальних машин морських портів» забороняють експлуатацію кранів при вітрі понад 15 м/с. А питання визначення динамічної складової на крани різних типів залишається досі відкритим. Виняток становлять баштові крани, для яких існує методика визначення фіксації вітру.

Питаннями досліджень при експлуатації вантажопідйомних кранів при дії вітрових навантажень розглядалися І.І Абрамовичем, М.С. Комаровим, М.М. Гохберхом, В.Ф. Гайдамакою, В.О. Подобедом, М.Ф. Зубком, О.В. Григоровим, А.В. Мартиновим та іншими.

На нашу думку, для вирішення цієї проблеми, щоб забезпечити безпеку, підвищити надійність і експлуатаційну ефективність вантажопідйомних кранів при виконанні вантажно-розвантажувальних операцій необхідна суттєва модернізація захисної системи та вирішити такі основні завдання:

- дослідження резервів працездатності вантажопідйомних кранів та обґрунтування методів підвищення ефективності їх використання при вітрових навантаженнях;
- розробка математичної моделі роботи вантажопідйомних кранів при динамічному впливі вітру;
- визначення та дослідження основних параметрів вантажопідйомних кранів при дії вітру;
- дослідження основних параметрів вітрового навантаження і розробка методики розрахунку вантажопідйомних кранів на вітрове навантаження;
- обґрунтування допустимих вітрових навантажень для робочого стану кранів залежно від типу, технології робіт, параметрів циклів роботи та парусного опору вантажів;

- розробка методик складання вітрових карт і дослідження вітрових режимів відкритих майданчиків;
- розробка рекомендацій щодо безпечної експлуатації кранів при різному характері вітрового впливу.

Вирішення цих завдань дозволить розширити діапазон вітрових навантажень, при яких буде можлива безпечна експлуатація вантажопідйомних кранів. [6]

Висновки

Відсутність надійної та ефективної захисної системи для вантажопідйомних кранів, що працюють в умовах інтенсивного вітру, призводить до аварій (руйнування кранових металоконструкцій і травмування робочого персоналу).

Для забезпечення безпечної експлуатації вантажопідйомних кранів необхідна істотна модернізація захисної системи кранів.

На даний час, на наш погляд, захисна система, що реалізує гравітаційне гальмування, забезпечує більш надійний захист кранів при угоні вітром.

Література

1. Іваненко О.І. Дослідження руху вантажопідйомних кранів під дією вітрових навантажень /О.І.Іваненко, Л.О.Приходько // Підйомно-транспортна техніка. – 2016. - №4. – С. 72-77.
2. Іваненко О.І. Дослідження впливу вітрових навантажень на роботу порталних кранів/ О.І. Іваненко, І.І. Пірч // Зб. наук. пр. УІІ –ї міжнародної науково-практичної конференції «Проблеми розвитку транспорту і логістики» – СХУ ім.. Даля. – 2017. – С. 205-209.
3. ДНАОП 0.00-1.03-02. Правила будови і безпечної експлуатації вантажопідйомних кранів. – Харків: Видавництво «Форт», 2002. – 192 с.
4. Krupko I., Ivanenko O., Yermakova S. SUBSTANTIVE PROVISIONS OF IMPROVEMENT OF METHODS OF CALCULATION OF LOADS ON CARRYING AND PROPELLING DEVICES OF LIFTING AND TRANSPORT MACHINES. Norwegian Journal of development of the International Science. - VOL.1 - No57/2021. –р. 54-59. ISSN 3453-9875. DOI: 10.24412/3453-9875-2021-57-1-54-59.
5. Крупко В.Г., Іваненко О.І., Щербак О.В. Аналіз порівняння математичної і комп'ютерної моделей при дослідженні стійкості баштового крану. Збірник наукових праць ДНБЗ «Приазовський державний технічний університет». «Наука та виробництво».2023. №25.С.50-58. <https://doi.org/10.31498/2522-9990252023286699>.
6. Іваненко О.І., Мусаєв З.Р. Вибір раціонального способу гальмування вантажопідйомних кранів під час дії вітру. Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету. Вип. №108. 2025. С. 144 – 148. DOI: <https://doi.org/10.30977/BUL.2219-5548.2025.108.0.144>.

ІНТЕЛЕКТУАЛЬНЕ УПРАВЛІННЯ ЗЕМЛЕРИЙНО-ТРАНСПОРТНИМИ КОМПЛЕКСАМИ СПРЯМОВАНЕ НА АДАПТАЦІЮ ДО ВИПАДКОВИХ ЗОВНІШНІХ ФАКТОРІВ

Олександра Олєйнікова¹

¹Кандидат технічних наук, доцент кафедри будівельних і дорожніх машин, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна.

Штучний інтелект (ШІ) динамічно змінює різні галузі, і землерийно-транспортні машини (ЗТМ) не є винятком. Інтеграція технологій ШІ у ЗТМ відкриває перспективи для значного підвищення продуктивності, безпеки та ефективності технологічних операцій.

Критично важливим чинником, що впливає на результативність роботи та безпеку оператора, є стійкість землерийно-транспортної техніки. Хоча традиційні системи автоматичного керування забезпечують базовий рівень стабільності, вони часто обмежують маневреність машин. Інтелектуальні системи, здатні до аналізу великих обсягів даних у реальному часі, відкривають нові можливості для оптимізації руху та підвищення точності виконання завдань. Теоретично, якщо система заздалегідь знає, як діяти в разі виявлення відхилень від допустимих меж, вона здатна підтримувати якість роботи при мінімальних відхиленнях від заданої траєкторії руху, гарантуючи при цьому безпеку. Втім, поряд із перевагами, впровадження ШІ у ЗТМ супроводжується серйозними технічними викликами.

Запропонована концепція впровадження штучного інтелекту в ЗТМ базується на вирішенні низки ключових питань:

Визначення основних критеріїв ефективності ЗТМ, які слугуватимуть основою для алгоритмів адаптації машин до впливів зовнішнього середовища [1], це:

- ідентифікація головних чинників, що спричиняють випадкові процеси під час експлуатації ЗТМ.
- розробка алгоритмів обробки потокових даних і прийняття рішень, що дозволять ЗТМ оперативно адаптуватися до змінних випадкових зовнішніх впливів в обмежений часовий проміжок.

Для ЗТМ, як типових робочих машин, які виконують фізичну роботу, основними критеріями ефективності повинні виступати: продуктивність, енергоефективність (мінімізація витрат палива) і якість виконаних операцій (точність профілювання, рівномірність шару). Як додатковий, але не менш важливий критерій, доцільно розглядати надійність машини та її компонентів. Оскільки ці критерії є конкурентними та в окремих випадках суперечать один одному (наприклад, збільшення продуктивності може знизити якість або надійність), як інтегральний гармонізуючий показник пропонується

використовувати економічні параметри виконання окремої операції. Це дозволяє ШІ ухвалювати рішення, які максимізують економічну вигоду при дотриманні технічних обмежень. Варто зазначити, що зі зміною умов використання ЗТМ (наприклад, перехід від розробки ґрунту до профілювання) перелік критеріїв та їхні нормативні значення можуть суттєво варіюватися, що вимагає динамічного налаштування системи.

Конкуренція між основними критеріями (наприклад, прагнення до максимальної продуктивності зазвичай призводить до зростання енергоспоживання та потенційного зниження якості профілювання) вимагає від інтелектуальної системи нелінійного прийняття рішень. В умовах обмеженого часу і змінних зовнішніх факторів, економічні параметри (вартість обробленого обсягу, операційні витрати) є найбільш об'єктивним інтегратором, оскільки вони агрегують вплив усіх технічних критеріїв. Таким чином, ШІ оперує динамічною функцією корисності, яка дозволяє знаходити компроміс між технічними вимогами та кінцевим фінансовим результатом, забезпечуючи самооптимізацію робочого циклу.

Досвід експлуатації та досліджень різноманітних типів ЗТМ дозволяє виокремити ключові джерела випадкових процесів під час їхньої роботи [2, 3]:

- Випадкові фізико-механічні характеристики оброблюваного матеріалу.
- Випадкові характеристики опорної поверхні.
- Випадковий вибір типу виконуваної технологічної операції.
- Випадковий вибір методу виконання технологічної операції.
- Суб'єктивний вплив оператора ЗТМ на хід робочого процесу.

Необхідність встановлення критеріїв та їхніх нормативних значень, а також складний вплив випадкових зовнішніх чинників вимагають розробки спеціалізованих алгоритмів ШІ [4].

Кластерний алгоритм функціонування ШІ [5] передбачає послідовне виконання етапів. На основі поставленого завдання, а також очікуваних показників оброблюваного середовища та опорної поверхні, ШІ спочатку обирає набір основних критеріїв та їхні нормативні значення, після чого визначає тип і початковий метод виконання технологічної операції.

Застосування кластерного підходу є критично важливим для забезпечення реактивної швидкості системи. Оскільки типові нейронні мережі потребують часу на ітераційну обробку та вихід на оптимальне рішення, попереднє формування кластерів (тобто, просторів типових рішень для характерних зовнішніх умов) дозволяє ШІ миттєво ідентифікувати ситуацію та обрати базовий, безпечний сценарій реагування. Цей механізм ініціалізації рішення значно скорочує затримку у прийнятті управлінських команд і дозволяє подальшій роботі нейронної мережі зосередитися виключно на тонкому, філігранному налаштуванні параметрів у межах вже обраного кластера. Це забезпечує високу швидкість адаптації ЗТМ до динамічних умов.

Під час виконання робочої операції, ґрунтуючись на отриманій потоковій інформації про перебіг процесу, здійснюється коригування поведінки ЗТМ. Для прискорення процесу прийняття рішень щодо корекції параметрів машини, ШІ оперує набором кластерів, у яких вже розміщені

попередньо розраховані рекомендації для адаптації ЗТМ до зовнішніх умов, що змінюються. Таким чином, кластерний підхід дає змогу ІІІ швидко обрати найбільш відповідний варіант реагування на випадкові зовнішні впливи, а потім, використовуючи типові технології нейронних мереж, розробити уточнену схему поведінки.

Висновки

Дослідження однозначно підтверджують значний потенціал штучного інтелекту (ІІІ) у підвищенні ефективності та безпеки землерийно-транспортних машин (ЗТМ). Запропонована концепція інтелектуального управління є комплексним рішенням ключових проблем, включаючи динамічне визначення критеріїв робочих характеристик, ідентифікацію дестабілізуючих факторів та розробку високошвидкісних адаптивних кластерних алгоритмів для роботи в умовах, що постійно змінюються. Це закладає основи для створення повноцінно автономної та високопродуктивної будівельної техніки.

Література

1. V. Shevchenko et al., “Mathematical model of a motor-grader movement in the process of performing working operations”, IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng. 985, 012009 (2020).
2. O. Olieinikova O. 2023 “External loading of the motor grader during the operation of the cutting operation and moving the processed surroundings,” International scientific conference trans & motauto '23 – IX International scientific congress «Federation of the scientific engineering unions (FSEU)» -4.0, Issue 3/2023 ISSN 2367-8399 (2023) pp 69–72.
3. V. Shevchenko, O. Olieinikova, I. Pimonov, O. Yaryzhko. Dynamic model of motor grader movement in conditions of asymmetric application of external resistances. AIP Conf. Proc. 3238, 050003 (2025) <https://doi.org/10.1063/5.0248920>
4. R. Zhong. et al., “Intelligent manufacturing in the context of industry 4.0: a review”, Engineering. 2017. Vol. 3, no. 5. P. 616-630.
5. V. Shevchenko, O. Olieinikova, I. Pimonov, O. Yaryzhko. Generalized modular dynamic model of earthmoving machines. Engineering for rural development. Volume 22, 2025, Pages 731-742. DOI: 10.22616/ERDev.2025.24.TF151

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ЗМІНИ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ ПРОДУКТИВНОСТІ ГУСЕНИЧНОГО ЕКСКАВАТОРА САТ В УМОВАХ УТВОРЕННЯ АДСОРБОВАНОГО ШАРУ ПАР НА ПОВЕРХНЯХ ТРИБОСПОЛУЧЕНЬ ГІДРОПРИВОДУ

Віктор Косолапов¹, Андрій Зверев²

¹Кандидат технічних наук, доцент кафедри ЕВСБДМ, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна

²Аспірант кафедри ЕВСБДМ, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна

В умовах експлуатації гусеничного екскаватора САТ з об'ємом ковша 0,5 м³ на суглинкових ґрунтах Харківської області одним з найважливіших чинників, які впливають на продуктивність машини, є ефективність роботи аксіально-поршневого насоса гідроприводу. У процесі експлуатації на поверхнях трибосполучень формується адсорбований шар поверхнево-активних речовин (ПАР), що суттєво змінює умови тертя і зношування деталей насоса [1, 2].

Зміна коефіцієнта корисної дії (ККД) аксіально-поршневого насоса визначається двома головними чинниками: тертям та зносом поверхонь. Адсорбований шар ПАР знижує тертя і знос, проте його ефективність залежить від несучої здатності цього шару, що визначається структурними параметрами мікронерівностей поверхонь трибосполучень.

Для математичного моделювання процесу поверхню мікронерівності представимо як сукупність терас, на яких утворюються локальні джерела електростатичного поля [3, 4].

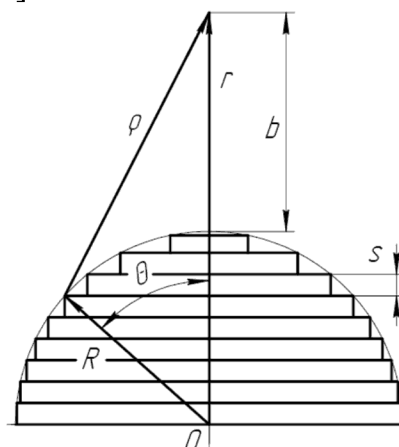


Рис. 1 – Схема уявлення мікронерівності

Це поле забезпечує адсорбцію молекул ПАР та утворення захисного шару. Локальні джерела електростатичного поля розташовуються на кожній сходинці тераси, формуючи дискретні ділянки інтенсивності поля E_i .

Вважатимемо, що такі джерела мають точковий характер і просторово розміщуються з періодичністю Δx , яка залежить від кроку терас та форми мікронерівностей. Загальне поле E_i на i -тій сходинці можна представити як суперпозицію локальних електростатичних потенціалів φ_j , створених кожним джерелом, тобто

$$E_i = -\sum_j \nabla \varphi_j. \quad (1)$$

Потенціал φ_j на відстані r від джерела типово описується законом

$$\varphi_j = \frac{q}{4\pi \varepsilon_0 r}, \quad (2)$$

де q — заряд, ε_0 — діелектрична стала.

Таким чином, розподіл електростатичного поля на терасованій поверхні формується як результат накладання полів від локальних джерел. Градієнт цього потенціалу визначає напрям і силу взаємодії молекул ПАР з локальними джерелами поля поверхні, що забезпечує їх стійке закріплення в зонах з максимальними значеннями $|\nabla \varphi_j|$ і утворення адсорбованого шару з молекул ПАР, несуча здатність якого визначається наступною залежністю:

$$F_{ads} = \sum_{i=1}^n N_i \cdot \frac{q \cdot E_i}{h_i^2 + \delta \cdot R_z}, \quad (3)$$

де F_{ads} — несуча здатність адсорбованого шару ПАР, Н; N_i — кількість молекул ПАР, здатних сприймати навантаження на i -тій терасі q — заряд молекули ПАР, Кл; E_i — напруженість електростатичного поля на i -тій терасі, В/м; h_i — висота i -тої тераси, м; R_z — параметр шорсткості поверхні, м; δ — коефіцієнт, що враховує вплив параметра шорсткості R_z на адсорбцію; n — кількість терас мікронерівностей.

Кількість молекул ПАР, здатних сприймати навантаження на i -тій терасі визначається з виразу

$$N_i = \frac{S_i}{\pi r_{mol}^2}, \quad (4)$$

де S_i — ефективна площа i -тої тераси, м²; r_{mol} — ефективний радіус молекули ПАР, м (порядку 2–4,5 нм).

Параметр «ефективний» радіус молекули ПАР дорівнює розміру b , відповідно до прийнятої схеми молекули (рис. 2)

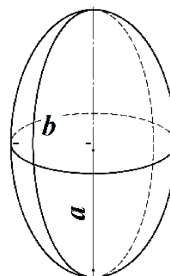


Рис. 2 – Молекула ПАР

Відомо, що коефіцієнт корисної дії аксіально-поршневого насоса $\eta(t)$ з часом t змінюється за законом:

$$\frac{d\eta(t)}{dt} = -\alpha \cdot \frac{F_{ads_{max}} - F_{ads}(t)}{F_{ads_{max}}} \cdot \eta(t), \quad (5)$$

де α – коефіцієнт інтенсивності зміни ККД через знос і тертя; $F_{ads_{max}}$ – максимальна несуча здатність шару ПАР, Н; $F_{ads}(t)$ – поточна несуча здатність шару ПАР.

В той же час, продуктивність екскаватора $Q(t)$ визначається як:

$$Q(t) = Q_0 \cdot \eta(t), \quad (6)$$

де Q_0 – початкова продуктивність нового екскаватора, м³/год.

Виходячи з вище зазначеного, для прикладу, проведемо розрахунок зміни продуктивності екскаватора за 2000 годин роботи. Приймаємо наступні вихідні параметри: $Q_0 = 100$ м³/год; $\eta_0 = 0,95$; $\alpha = 0,0005$; $F_{ads_{max}} = 500$ Н. Розрахунок проведено з урахуванням зниження несучої здатності шару ПАР від початкових 500 Н до 300 Н за час експлуатації.

Інтегруючи диференціальне рівняння (5), отримуємо залежність:

$$\eta(t) = \eta_0 \cdot e^{-\alpha \cdot \left(1 - \frac{F_{ads}(t)}{F_{ads_{max}}}\right) \cdot t}. \quad (7)$$

На основі цієї залежності розрахована продуктивність екскаватора, яка через 2000 годин експлуатації становитиме:

$$Q(2000) = 100 \cdot 0,95 \cdot e^{-0,0005 \cdot \left(1 - \frac{300}{500}\right) \cdot 2000} = 81,87 \text{ м}^3/\text{Год} \quad (8)$$

Таким чином, математична модель дозволяє прогнозувати зміну продуктивності гусеничного екскаватора з урахуванням формування адсорбованого шару ПАР, що є важливим для планування технічного обслуговування та оптимізації експлуатаційних умов.

Література

1. Кіндрачук М.В. Трибологія: підручник. Київ: НАУ-друк, 2009. 392 с.
2. Головка Л.Ф. Гідроприводи будівельних і дорожніх машин. Київ: Техніка, 2010. 256 с.
3. Bhushan B. Principles and Applications of Tribology. 2nd ed. New York: Wiley, 2013. 1020 p.
4. Костецький Б.І. Поверхнево-активні речовини та їх вплив на тертя та зношування. Київ: Наукова думка, 2005. 376 с.

АДАПТИВНЕ КЕРУВАННЯ ГІДРОПРИВОДОМ БУДІВЕЛЬНИХ МАШИН НА ОСНОВІ МАШИННОГО НАВЧАННЯ

Олексій Дмитренко¹, Наталія Пенкіна²

¹*Викладач, Харківський автомобільно-дорожній фаховий коледж, м. Харків, Україна*

²*Викладач, Харківський автомобільно-дорожній фаховий коледж, м. Харків, Україна*

Сучасні будівельні машини (БМ) працюють у складних умовах (різна в'язкість робочої рідини, непередбачувані динамічні навантаження). Статичні системи керування не забезпечують оптимальної енергоефективності та точності. Огляд присвячений аналізу потенціалу та поточного стану досліджень у сфері застосування алгоритмів машинного навчання (МН) для створення адаптивних систем керування (АСК) гідроприводом, які здатні до самокорекції в режимі експлуатації.

Еволюція систем керування гідроприводом будівельних машин демонструє чіткий тренд переходу від традиційних регуляторів, зокрема Пропорційно-Інтегрально-Диференціальних (ПІД), до більш складних, модельно-орієнтованих підходів [1, 2]. Класичні ПІД-регулятори, незважаючи на їхню простоту та надійність, демонструють обмежену продуктивність в умовах високої нелінійності та динамічної мінливості гідросистем. Подальший розвиток був пов'язаний із використанням точних фізичних моделей (first-principles models), які, базуючись на законах механіки рідини та гідростатики, дозволяють математично описати функціональність системи. Однак, критичним недоліком таких моделей є їхня статичність: вони здебільшого ігнорують паразитні ефекти, що накопичуються в процесі експлуатації, зокрема, зношування компонентів (збільшення внутрішніх витоків) та термічні зміни властивостей робочої рідини (в'язкість). Це призводить до погіршення якості керування та неможливості досягнення істинного адаптивного контролю, що стає рушійною силою для інтеграції методів машинного навчання для компенсації цих немодельованих динамік.

У контексті адаптивного керування гідроприводом будівельних машин, машинне навчання (МН) відіграє критичну роль у подоланні фундаментальної проблеми — нелінійності та мінливості системи [3]. Існуючі підходи, засновані на фізичному моделюванні, часто дають лише наближене уявлення про динаміку через деградацію компонентів (зношування, зміна в'язкості робочої рідини), що вимагає постійної перекалібровки.

Ідентифікація системи за допомогою МН пропонує елегантне вирішення цієї проблеми шляхом створення емпіричних моделей. Такі моделі, зокрема ті, що базуються на штучних нейронних мережах (ШНМ) або методах опорних векторів (Support Vector Regression SVR), навчаються на вхідно-вихідних даних системи для апроксимації її складної, неявним чином заданої динаміки

(наприклад, гідроциліндрів чи розподільників) [4]. Це дозволяє отримати високоточну модель-замінник, яка відображає фактичний стан системи в реальному часі, незалежно від її фізичного зносу.

Другим ключовим застосуванням є інтеграція МН у модельно-предиктивне керування (Model Predictive Control, MPC). У цьому випадку модель, навчена за допомогою МН, функціонує як прогнозний блок. Регулятор MPC використовує цей блок для ітеративного розв'язання задачі оптимізації керуючих сигналів на певному часовому горизонті. Прогнозуючи майбутню поведінку системи з урахуванням нелінійних ефектів, регулятор може заздалегідь застосувати коригуючі дії, що мінімізує помилку відстеження цільової траєкторії, запобігає виникненню коливань та забезпечує оптимізацію енергоспоживання. Таким чином, МН трансформує статичне керування у динамічний, проактивний процес.

Навчання з підкріпленням (Reinforcement Learning RL) позиціонується як один із найбільш перспективних напрямків для розробки адаптивних систем керування гідроприводами будівельних машин, особливо у контексті їхньої високої нелінійності та динамічної варіативності робочих умов. На відміну від навчання з учителем (Supervised Learning), яке вимагає попередньо розмічених пар "вхід-вихід", (RL) реалізує агентно-орієнтований підхід [5]. Регулятор (агент) взаємодіє з динамічним середовищем (моделлю або реальним гідроприводом), виконуючи дії (управляючі сигнали на клапани) та отримуючи винагороду або штраф за результат цих дій. Метою агента є максимізація сумарної дисконтованої винагороди у довгостроковій перспективі, що формально зводиться до пошуку оптимальної політики. Для гідроприводу це означає автоматичне знаходження такої політики, яка забезпечує швидке досягнення цільового положення робочого органу при мінімальних енергетичних втратах (висока винагорода за швидкість і низька за надлишковий тиск/тривалість циклу). Зокрема, методики, як-от Deep Q-Networks (DQN) або Proximal Policy Optimization (PPO) дозволяють агенту емпірично виявляти оптимальні керуючі траєкторії навіть за наявності невідомих чи змінних параметрів системи (наприклад, зміна в'язкості робочої рідини), що робить (RL) ключовим елементом для створення справді автономних та енергоефективних систем керування [6].

Впровадження адаптивних систем керування (АСК), реалізованих за допомогою машинного навчання, у критично важливі механізми, як-от гідроприводи будівельних машин, стикається з низкою вагомих науково-технічних бар'єрів. Насамперед, це проблема надійності та гарантування стійкості системи. На відміну від класичних регуляторів, де стійкість гарантується математичним апаратом (наприклад, критеріями Найквіста–Шеннона), поведінка складних глибоких нейронних мереж у непередбачуваних умовах — особливо при екстремальних навантаженнях або відмові одного чи декількох датчиків — є менш передбачуваною. Вимагається розробка робастних методів навчання, які включають навчання з урахуванням відмов (fault-tolerant learning).

Другим значним викликом є обчислювальна складність. Для забезпечення реального часу керування (особливо для RL-агентів, які вимагають високої частоти оновлення політики) потрібні бортові обчислювальні платформи з високою продуктивністю для онлайн-інференсу складних моделей. Це створює проблему балансу між точністю моделі (яка часто зростає з її розміром) та ресурсомісткістю на промисловому обладнанні.

Нарешті, критичним нетехнічним, але важливим для експлуатації бар'єром є інтерпретованість. Непрозорість рішень, які приймає модель "чорного ящика", створює значні труднощі для інженерів з обслуговування та діагностики. Вони потребують чіткого розуміння, чому саме система змінила параметри керування, щоб підтвердити її працездатність або локалізувати несправність, що вимагає розробки додаткових механізмів візуалізації та пояснення рішень, прийнятих нейронною мережею.

Висновки

Машинне навчання, зокрема методики навчання з підкріпленням, є не просто еволюційним, а революційним інструментом для переходу від фіксованих до інтелектуальних та адаптивних систем керування гідроприводом дорожньо-будівельних машин. Здатність RL-агентів емпірично формувати оптимальну політику керування дозволяє ефективно долати ключові проблеми класичних регуляторів: високу нелінійність гідросистем, невизначеність динамічних навантажень та зміну параметрів через теплові ефекти та зношування компонентів.

Таким чином, успішна інтеграція RL вимагає синергії між теорією керування, машинним навчанням та глибоким розумінням гідромеханічних процесів.

Література

1. Goodfellow, I., Bengio, Y., Courville, A. Deep Learning. Cambridge, Massachusetts : MIT Press, 2016. 780 p.
2. Hosseinzadeh, A., Zhang, Y. Deep reinforcement learning for robust control of hydraulic systems: A review. Mechanical Systems and Signal Processing. 2021. Vol. 152. 107386. DOI: 10.1016/j.ymssp.2020.107386.
3. Liu, X., Li, Y., et al. Model predictive control using deep neural networks for hydraulic excavator load estimation and energy efficiency improvement. Automation in Construction. 2023. Vol. 147. 104745. DOI: 10.1016/j.autcon.2023.104745.
4. Chen, X., Chen, J., Wang, S. Real-time tracking control of a hydraulic crane based on system identification and robust adaptive control. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering. 2017. Vol. 231, Iss. 2. P. 198–211. DOI: 10.1177/0959651816644026.
5. Sutton, R. S., Barto, A. G. Reinforcement Learning: An Introduction. 2nd ed. Cambridge, Massachusetts : MIT Press, 2018. 520 p.
6. Wang, W., Wang, C., Hu, G. Data-driven fault diagnosis for hydraulic components based on support vector machine and particle swarm optimization. Journal of Mechanical Science and Technology. 2019. Vol. 33, Iss. 7. P. 3163–3172. DOI: 10.1007/s12206-019-0604-0.

КОМП'ЮТЕРНА ДІАГНОСТИКА ДОРОЖНЬО-БУДІВЕЛЬНИХ МАШИН

Віталій Загнойко¹

¹Асистент кафедри комп'ютерних та інформаційних технологій і систем, Національний університет «Полтавська політехніка ім. Юрія Кондратюка», м Полтава, Україна

На сучасному етапі розвитку дорожньо-будівельної техніки спостерігається активне впровадження електронних і комп'ютерних систем, призначених для моніторингу, діагностування та керування технічним станом машин. Використання комп'ютерного діагностування дає змогу суттєво скоротити час пошуку несправностей, підвищити ефективність технічного обслуговування та знизити витрати на ремонт.

Комп'ютерне діагностування ґрунтується на застосуванні датчиків, контролерів та спеціалізованого програмного забезпечення, яке здійснює аналіз роботи систем у реальному часі. Наприклад, у програмах Caterpillar ET або John Deere Service Advisor відбувається збір інформації про тиск у гідросистемі, частоту обертів двигуна, температуру охолоджувальної рідини та рівень вібрацій. Отримані дані порівнюються з нормативними показниками, після чого система автоматично виявляє відхилення, що можуть свідчити про можливу несправність або наближення відмови.

На рисунку 1 подано типову структуру комп'ютерної системи діагностування дорожньо-будівельних машин, що включає сенсорну мережу, електронний блок керування, інтерфейс передачі даних та програмний модуль аналізу.

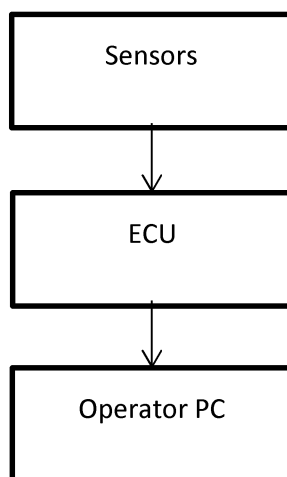


Рис. 1 – Структура системи комп'ютерного діагностування дорожньо-будівельних машин

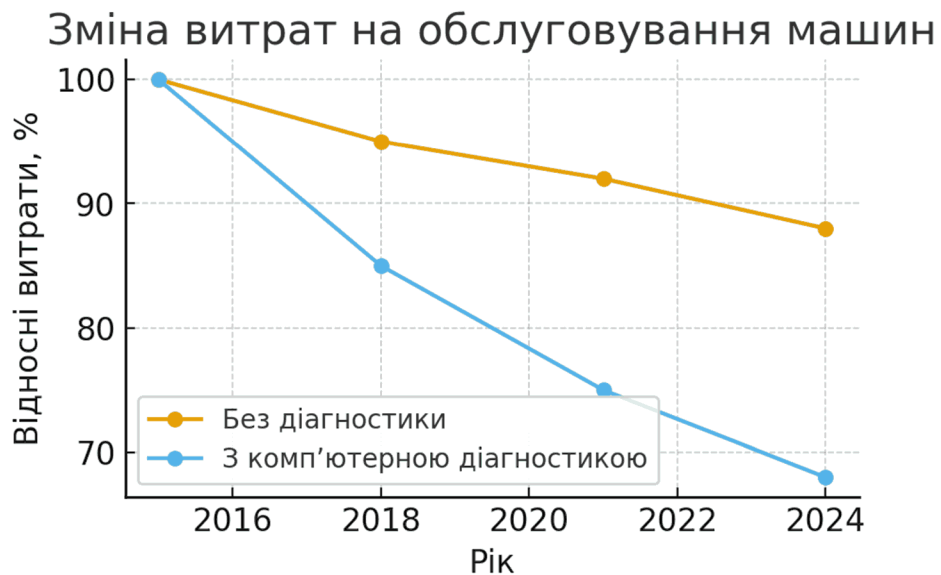


Рис. 2 – Вплив комп'ютерної діагностики на зниження витрат обслуговування

Висновки

1. Комп'ютерне діагностування дозволяє значно підвищити ефективність технічного обслуговування дорожньо-будівельних машин.
2. Використання сенсорних систем і програмного забезпечення забезпечує своєчасне виявлення несправностей та зниження простоїв.
3. Інтеграція діагностичних даних у системи управління технічним парком формує основу для впровадження концепції Predictive Maintenance.

Література

1. Caterpillar ET User Guide, Caterpillar Inc., 2023.
2. John Deere Service Advisor – Technical Manual, Deere & Company, 2022.
3. Bosch ESI[tronic] Diagnostic Software Documentation, Robert Bosch GmbH, 2024.
4. ISO 14229-1:2020 – Road vehicles — Unified diagnostic services (UDS).
5. SAE J1939 – Recommended Practice for a Serial Control and Communications Vehicle Network.

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ФРОНТАЛЬНИХ АВОНАВАНТАЖУВАЧІВ В УМОВАХ МОРСЬКИХ ТА РІЧКОВИХ ПОРТІВ

Іван Нефьодов¹, Валерій Лаврик², Володимир Суглобов³

¹Кандидат технічних наук, науковий співробітник, м. Дніпро, Україна

²Кандидат технічних наук, завідувач кафедри галузевого машинобудування ДВНЗ “Приазовський державний технічний університет”, м. Дніпро, Україна

³Доктор технічних наук, професор, декан факультету механіки, машинобудування та транспорту ДВНЗ “Приазовський державний технічний університет”, м. Дніпро, Україна

В умовах роботи морських і річкових портів в якості перевантажувальної техніки, необхідні компактні, маневрові машини на автомобільному ході. Цим вимогам найкраще відповідають вилкові фронтальні автонавантажувачі, пристосовані для транспортування металевої продукції, негабаритного обладнання, контейнерів та інших вантажів. Робота таких автонавантажувачів пов'язана з переміщеннями по нерівностям шляху в процесі маневрування, екстремними гальмуваннями, бічними кренами, динамічними навантаженнями при фронтальних наїздах коліс на дорожні перешкоди

Проведений аналіз показує, що відомі конструктивні рішення автонавантажувачів не повною мірою враховують існуючу несиметричність навантаження вантажопідйомника, рух автонавантажувача по нерівностям транспортних шляхів і, пов'язані з цим динамічні навантаження на несучу систему. Тому, вивчення фізичної сутності процесу взаємодії рами автонавантажувача з вантажопідйомником при різних варіантах навантаження. розробка математичної моделі, яка описує формування навантажень на несучу систему автонавантажувача з урахуванням власних і вимушених коливань. обґрунтування доцільності застосування балансирних візків, здатних перерозподіляти несиметричні і згладжувати динамічні навантаження є важливими напрямками підвищення надійності і довговічності такої техніки.

Статистичний аналіз причин відмов окремих елементів і систем автонавантажувачів, виконаний на підставі досліджень умов їх експлуатації в умовах одного з морських портів, показав що найбільше число відмов виявлено у вантажопідйомниках, що пов'язано з використанням полегшених конструкцій рам з С-подібним профілем. Отримані дані дозволили більш точно встановлювати слабкі місця конструкції автонавантажувача і оцінювати реальну навантаженість вантажопідйомника при різних варіантах навантаження.

Розроблені математичні моделі, які описують формування навантажень на несучу систему автонавантажувачів з урахуванням власних і вимушених коливань системи, а також конструктивних параметрів вантажопідйомника,

дозволили оцінити навантаженість елементів конструкції й обґрунтувати шляхи зниження коефіцієнту динамічності системи з 1,35 до 1,15.

Визначені закони руху автонавантажувача, на підставі яких запропонована конструкція і розроблена методика розрахунку балансирного розвантажувального візка, дозволили встановити його конструктивні параметри з урахуванням демпфуючої та амортизуючої здібностей і підтвердили доцільність використання в якості матеріалу демпфуючих пристроїв поліуретану. Використання балансирного візка у вантажопідйомнику дозволяє перерозподіляти зусилля на раму при несиметричному навантаженні та переміщеннях автонавантажувача по нерівностям шляху, а також згладжувати пікові навантаження.

Література

1. Горбань, О. М. Експлуатація та ремонт вантажних машин в портах : навчальний посібник / О. М. Горбань, В. І. Ковальчук. – Одеса : Астропринт, 2018. – 350 с.
2. Клименко, В. О. Енергоефективність гідропривду фронтальних навантажувачів при циклічній роботі в умовах річкового порту : тези доп. міжнар. наук.-техн. конф. «Логістика та складська механізація» / В. О. Клименко. – Київ : КНУТД, 2020. – С. 112–115.
3. Петров, С. І. Автоматизація управління фронтальними навантажувачами в терміналах морського порту : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.22.20 «Експлуатація та ремонт засобів транспорту» / С. І. Петров ; Нац. ун-т «Одеська політехніка». – Одеса, 2022. – 20 с.
4. Smith, J. K. Analysis of Dynamic Loads on Forklift Structures during Operation on Floating Docks / J. K. Smith, P. D. Johnson // International Journal of Heavy Vehicle Systems. – 2020. – Vol. 27, No. 4. – P. 501–518.
5. 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 – 92-97

ВПЛИВ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ФАКТОРІВ НА ДОВГОВІЧНІСТЬ І ПРАЦЕЗДАТНІСТЬ ЗУБІВ КОВША ЕКСКАВАТОРА

Тетяна Чумаченко¹, Олександр Вудвуд², Євген Михайлов³, Валерій Лінгур⁴

¹Доктор технічних наук, професор, Національний університет «Одеська політехніка», м. Одеса, Україна

²Кандидат технічних наук, доцент, Національний університет «Одеська політехніка», м. Одеса, Україна

³Кандидат технічних наук, доцент, Національний університет «Одеська політехніка», м. Одеса, Україна

⁴Кандидат технічних наук, доцент, Національний університет «Одеська політехніка», м. Одеса, Україна

Одним із ключових елементів робочого обладнання екскаватора є зубці (коронки) ковша, які безпосередньо взаємодіють із ґрунтом і сприймають основні робочі навантаження. Від їхнього стану залежать ефективність процесу копання, витрати енергії, продуктивність машини та тривалість її безвідмовної експлуатації.

Під дією інтенсивного абразивного зношування, ударних і змінних навантажень відбувається поступова зміна форми зубців. Це призводить до збільшення опору різанню ґрунту, підвищення навантаження на гідросистему, елементи стріли, та привод двигуна. У результаті знижується продуктивність екскаватора, зростають витрати палива, виникають додаткові динамічні навантаження та ризик передчасного зносу основних вузлів машини.

Отже, дослідження технічного стану зубців ковша та оцінка їхнього впливу на роботу екскаватора є важливим науковим завданням. Такі дослідження сприяють підвищенню надійності, економічності й довговічності машин, а отримані результати можуть бути використані для вдосконалення конструкції зубців, вибору оптимальних матеріалів і технологій їх виготовлення, а також для розроблення регламентів технічного обслуговування.

Довговічність зубів визначається синтезом властивостей матеріалу, умов контакту з робочим середовищем та режиму експлуатації, що формує співвідношення між механізмами ударного та абразивного зношування.

Перед вибором і придбанням зубів ковша необхідно враховувати умови їхньої подальшої експлуатації, зокрема характер ґрунтового середовища або породи, з якою вони взаємодіятимуть. Від типу ґрунту залежать величина робочих навантажень, інтенсивність абразивного зношування та режим руйнування матеріалу, що безпосередньо визначає доцільність застосування тієї чи іншої марки сталі чи конструктивного виконання зуба.

Обґрунтований вибір матеріалу зубців з урахуванням типу породи забезпечує оптимальне співвідношення між зносостійкістю, міцністю і вартістю, що безпосередньо впливає на продуктивність, надійність і довговічність роботи екскаватора.

На сучасному ринку будівельної та кар'єрної техніки представлено велику кількість українських і закордонних виробників зубців ковшів екскаваторів, серед яких можна виділити такі компанії, як «Paritet ТРК» ТОВ «РГС Україна» (Україна) «Hydromek» (Туреччина), «Caterpillar» (США), «Komatsu» (Японія), «Volvo Construction Equipment» (Швеція), «Промтех» та «ТехноПром». Вони пропонують широкий асортимент зубців різного призначення: для м'яких, середніх і важких ґрунтів, а також для роботи зі скельними породами.

Існують різні конструктивні варіанти зубів: стандартні, скельного долота, типу «Тигр», підвищеної міцності, подвійні зуби «Тигра» та зуби долота. Вибір конкретної форми визначає механіку взаємодії зуба з ґрунтом, зокрема здатність проникати в матеріал, ефективність захоплення та розподіл контактних напружень [1,2] .

Однак контроль лише за геометричними параметрами зубів не забезпечує повного уявлення про їхню працездатність. Основним фактором, що визначає зносостійкість, ударну міцність та термостійкість зуба, є матеріал виготовлення [3].

Отже, купівля дорогих зубів не завжди відповідає вимогам конкретних умов роботи. Науково обґрунтований підхід передбачає аналіз робочого середовища (таблиця 1), механічних навантажень і матеріалознавчих характеристик сталей, що дозволяє забезпечити оптимальне співвідношення між зносостійкістю, міцністю та вартістю зубців. Лише так можна досягти максимальної продуктивності екскаватора та знизити експлуатаційні витрати.

Аналіз даних таблиці 1 свідчить, що зубці, які працюють у найважчих умовах зі скельними ґрунтами, характеризуються мінімальною початковою твердістю ($200\text{--}250\text{ HB} \approx 17\text{--}18\text{ HRC}$.) Це підтверджує, що для забезпечення високої зносостійкості в екстремальних умовах експлуатації ключову роль відіграє здатність сталі до наклепу, а не початкова твердість. Таким чином, сталь аустенітного структурного класу під час тертя, що супроводжується великим питомим тиском (у випадках, коли відсутній чисто абразивний знос), демонструє високу зносостійкість.

При однаковій деформації сталь Гадфільда дробиться сильніше, ніж інші аустенітні сталі, через поєднання високої стабільності аустеніту, інтенсивного двійникування, утворення ε -мартенситу та великої здатності до деформаційного зміцнення.

Тобто у разі абразивного зносу, коли контактне навантаження недостатнє для утворення наклепу, аустенітні високомарганцеві сталі (наприклад, 110Г13Л) не демонструють суттєвої переваги над іншими сталями з

аналогічною початковою твердістю. У таких умовах зносостійкість визначається переважно твердістю поверхні, тоді як механізми наклепу або пластичної деформації не забезпечують додаткового підвищення стійкості матеріалу до абразивного впливу. Для експлуатації зубів ковшів у середніх та легких умовах рекомендується застосовувати сталі марок 40Х та 30ХГСА з початковою твердістю близько 40 HRC.

Таблиця 1.

Основні марки сталей для зубців ковшів та їх зарубіжні аналоги,
твердість і ресурс роботи

Вітчизнян а марка сталі	Зарубіжний аналог	Твердість (HRC / HB)	Признач ення / умови роботи	Характеристика	Орієнт овний ресурс (%)
110Г13Л	X120Mn12, Hadfield steel (ASTM A128)	200 HB (лиття), до 500 HB після зміцнення	Важкі та скельні грунти	Самозміцнюється при ударі, висока зносостійкість	100 %
35ХГСА 35Х2Н5 35Х2Н4С	37Cr4, AISI 5135 У35Х2Н5 (Nichard)	45–50 HRC (≈450–500 HB) HRC ≈ 58– 62	Середні умови — глина, щебінь	Міцна, добре гартується, середня ударна в'язкість Висока твердість і зносостійкість, добра корозійна стійкість, середня ударна в'язкість	70 %
40Х	41Cr4, AISI 5140	40–45 HRC (≈400–450 HB)	Середні та легкі умови	Простий у термообробці, середня зносостійкість	60 %
30ХГСА	30CrMnSiA, 33MnCrSi15-1	35–40 HRC	Легкі грунти — пісок, глина	Пружна, дешева сталь	50 %
45Г2	C45, AISI 1045	35–40 HRC	Легкі грунти, глина	Дешева, середня твердість, низька зносостійкість	40 %
65Г	60Si2Mn, AISI 1566	50–55 HRC	Вставки, ножі ковшів	Пружна, тверда, але крихка при ударі	60 %
35ХМ / 35ХМЛ	35CrMo4, AISI 4135	40–45 HRC	Середні та важкі умови	Лита хромомолібденова сталь, висока міцність	80 %
5ХВ2С У30Х28Н4 С4	61SiCr7, SUP6	55–58 HRC HRC ≈ 58– 62	Вставки або зубці бурих ковшів	Дуже тверда, зносостійка, крихка	70 %

При експлуатації (Рис. 1) зуби ковшів із сталі Гадфілда (110Г13Л) працюють в різних умовах навантаження, що визначає механізми зміцнення та зношування матеріалу.

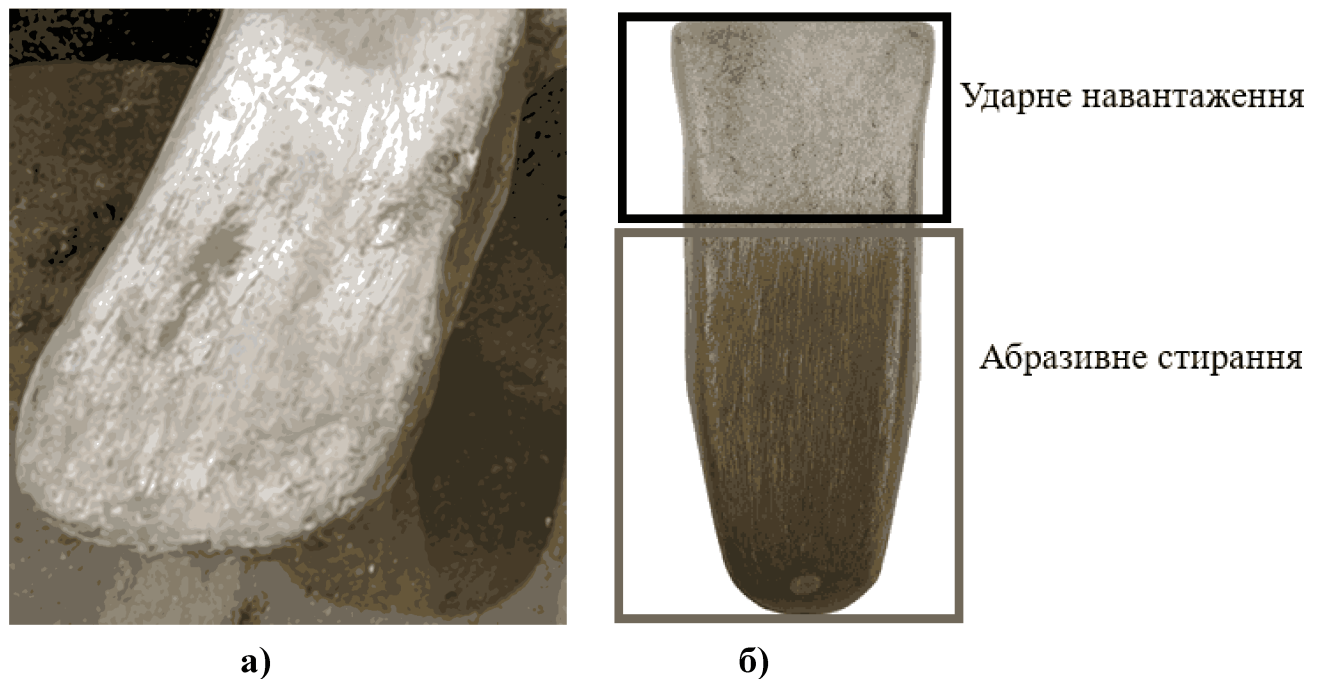


Рис. 1 – Зношений зуб (коронка) ковша зі сталі Гадфілда (а), зони ударного та абразивного стирання (б).

Абразивне стирання робочих поверхонь із сталі Гадфілда (110Г13Л) може бути суттєво зменшене шляхом попереднього наклепу на етапі виробництва, що забезпечує підвищення твердості та зносостійкості поверхневого шару .

Наклеп здійснюють шляхом локальної пластичної деформації поверхневого шару без видалення матеріалу. Твердість зростає від ~ 200 НВ до 400–500 НВ.

Сталь Гадфілда (110Г13Л) має низьку теплопровідність ($\lambda \approx 12\text{--}15$ Вт/(м·К) при кімнатній температурі (в чотири рази менше, ніж у вуглецевих сталях). Це означає, що тепло в ній поширюється повільно — тому під час роботи зубів ковша поверхня може сильно нагріватись, тоді як внутрішні шари залишаються відносно холодними.

Отже, низька теплопровідність сприяє локальному перегріву поверхні зубів при важких умовах роботи. Тому необхідно:

- використання тепловізора для контролю температури поверхні зубів у типових циклах роботи - це єдиний спосіб точно дізнатися реальну температуру.

- знижувати відносну швидкість сколювання або контактний тиск: змінити геометрію зуба (збільшити площу контакту — заокруглити носок), зменшити кут занурення там, де можливий контакт «ковзання».
- наплавити на носок зуба, або на бокові поверхні жароміцний сплав [4].

Література

1. Dong, Z., Jiang, F., Tan, Y., Wang, F., Ma, R., & Liu, J. (2023). Review of the Modeling Methods of Bucket Tooth Wear for Construction Machinery. *Lubricants*, 11(6), 253. <https://doi.org/10.3390/lubricants11060253>
2. Mulla, abid. (2015). Analysis of Bucket Teeth of Backhoe Excavator Loader and its Weight Optimization. <https://doi.org/10.17577/IJERTV4IS050402>
3. J.E. Fernandez, R. Vijande, R. Tucho, J. Rodriguez, A. Martin Materials selection to excavator teeth in mining industry *Wear*, 250 (2001), pp. 11-18
<https://www.scopus.com/pages/publications/17944392084?inward>
4. M. Kirchgaßner, E. Badisch, F. Franek Behaviour of iron-based hardfacing alloys under abrasion & impact *Wear*, 265 (5–6) (2008), pp. 772-777
<https://www.scopus.com/pages/publications/43549096409?inward>

ПОЯСНЮВАНА ДІАГНОСТИКА МАШИН ІЗ ВИКОРИСТАННЯМ НЕЙРО-НЕЧІТКИХ МОДЕЛЕЙ

Олександр Скорбатюк¹, Михайло Толочин², Андрій Мізік³

¹Асистент кафедри КІТІС Національного університету “Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка”, м. Полтава, Україна

²Асистент кафедри КІТІС Національного університету “Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка”, м. Полтава, Україна

³Асистент кафедри КІТІС Національного університету “Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка”, м. Полтава, Україна

В умовах стрімкого розвитку штучного інтелекту дедалі важливішою стає потреба в забезпеченні прозорості та зрозумілості його рішень. Пояснювальний штучний інтелект (XAI, Explainable Artificial Intelligence) відіграє ключову роль у підвищенні довіри до автоматизованих систем[1]. Здатність пояснити, чому була прийнята певна модель поведінки або прогноз, є необхідною умовою для інтеграції ШІ у реальні процеси прийняття рішень, забезпечуючи відповідальність, надійність та безпеку. Це зокрема важливо у промисловості, де несподівані відмови техніки можуть призвести до значних фінансових втрат, простоїв та ризиків для персоналу.

Адаптивна нейро-нечітка система виведення (ANFIS) поєднує навчальні можливості нейронних мереж з інтерпретованістю нечітких правил, що робить її особливо перспективною у контексті пояснювального штучного інтелекту (XAI). На відміну від класичних нейронних мереж, структура ANFIS є чітко визначеною: кожен рівень виконує конкретну функцію, що дозволяє більш прозоро відображати внутрішню логіку системи та спрощує інтерпретацію прийнятих рішень[2].

Метою цієї роботи є розробка моделі для діагностики технічного стану машин, здатної прогнозувати ймовірність відмови на основі технічних параметрів і надавати пояснення щодо впливу кожного вхідного показника на результати моделі. Завдяки поєднанню адаптивного навчання та нечітких правил, запропонована модель не лише забезпечує високоточне прогнозування, але й дозволяє інженерам отримувати зрозумілі пояснення рішень системи.

В якості вхідних даних для моделі було обрано такі показники: температура повітря, температура процесу, частота обертання, крутний момент та знос, а вихідним параметром є ймовірність відмови машини. Така комбінація ознак дозволяє моделі враховувати як зовнішні умови роботи обладнання, так і його внутрішній стан, забезпечуючи більш точний прогноз.

Навчання мережі проводилося протягом 50 епох, при цьому час навчання становить близько 5 хвилин, що є прийнятним для практичного використання. Модель містить 2 нечіткі правила, які забезпечують баланс між

точністю передбачень та інтерпретованістю результатів. Встановлено, що подальше зменшення кількості правил негативно впливає на якість прогнозів, зменшуючи здатність моделі відображати складні взаємозв'язки між параметрами та технічним станом машин.

До типових методів, що застосовуються для задач бінарної класифікації, належать логістична регресія, метод опорних векторів та випадковий ліс[3]. Отриману модель було порівняно з цими підходами, і результати показали її конкурентоспроможність. Так, модель демонструє високу точність – 99,9%, чутливість – 97,1% та F-міру – 98,5%, а за показником ROC AUC (0,981) вона поступається лише методу опорних векторів (0,987).

Суттєвою проблемою при роботі з вибіркою була сильна незбалансованість даних: серед 10 000 спостережень лише 339 відносилися до класу відмов (~3,38%). Такий дисбаланс може призвести до того, що модель буде добре передбачати переважаючий клас «без відмов», але буде недостатньо чутливою до класу «відмова», що суттєво знижує практичну цінність прогнозів.

Для вирішення цієї проблеми було застосовано метод SMOTE (Synthetic Minority Over-sampling Technique), який є одним з найбільш популярних підходів до оверсмплінгу в задачах з незбалансованими класами. SMOTE працює шляхом створення синтетичних прикладів для менш численного класу на основі його існуючих спостережень. Алгоритм вибирає кожне спостереження з менш представленого класу та генерує нові точки даних, інтерполюючи між обраним прикладом та його найближчими сусідами в багатовимірному просторі ознак[4].

В результаті застосування SMOTE кількість відмовних спостережень збільшується, що дозволяє моделі навчатися на більш збалансованому наборі даних. Це покращує здатність моделі виявляти відмови, підвищує чутливість (recall) та F-міру, зменшуючи ризик упередженості на користь більш численного класу. Таким чином, SMOTE забезпечує більш стабільне та надійне навчання моделі для прогнозування технічного стану машин.

Варто відмітити, що хоча в наборі даних присутні спостереження для окремих класів відмов, через невелику кількість відмовних записів вони були об'єднані в один загальний клас помилок для цілей навчання моделі. Такий підхід дозволяє уникнути серйозного дисбалансу класів, проте одночасно обмежує можливості моделі для точного розрізнення різних типів відмов. Разом з тим, у випадках, коли потрібно диференціювати типи відмов, одним з можливих рішень є створення окремих моделей ANFIS для кожного класу відмов.

Аналіз та інтерпретація правил моделі показали, що такі параметри, як знос і крутий момент, мають ключовий вплив на прогнозування відмов, що цілком узгоджується з практичними спостереженнями та експертними знаннями, закладеними у наборі даних. Це свідчить про адекватність моделі та її здатність відображати реальні причинно-наслідкові взаємозв'язки у технічних процесах.

Разом з тим, хоча для пояснення глобальної логіки роботи моделі достатньо аналізу її структури та параметрів, для більш глибокого розуміння, а також для отримання локальних пояснень кожного прогнозу, необхідно перетворити внутрішню структуру мережі в повноцінні нечіткі правила. Таке перетворення дозволяє генерувати детальні пояснення про вплив кожного вхідного параметра на рішення моделі, що є однією з ключових цілей подальших досліджень.

Додатково перспективним напрямом є використання сучасних мовних моделей для інтерпретації структури ANFIS та автоматичного формулювання пояснень у природній мові. Такий підхід може значно підвищити доступність і зрозумілість результатів моделі для інженерів та операторів, які не володіють спеціалізованими знаннями у сфері машинного навчання або нечіткої логіки, забезпечуючи ефективну комунікацію результатів прогнозування.

Підсумовуючи, у роботі було спроектовано та реалізовано ANFIS-модель для діагностики відмов машин, продемонстровано її конкурентоспроможність у порівнянні з традиційними методами бінарної класифікації, а також окреслено можливості подальшого вдосконалення пояснювальної складової моделі. Це підкреслює потенціал ANFIS як інструменту для побудови прозорих і точних систем прогнозування технічного стану обладнання.

Література

1. A Literature Review on Applications of Explainable Artificial Intelligence (XAI) / K. Kalasampath et al. IEEE Access. 2025. P. 1. URL: <https://doi.org/10.1109/access.2025.3546681> (date of access: 06.08.2025).
2. Interpreting Black-Box Models: A Review on Explainable Artificial Intelligence / V. Hassija et al. Cognitive Computation. 2023. URL: <https://doi.org/10.1007/s12559-023-10179-8> (date of access: 06.08.2025).
3. SMOTE: Synthetic Minority Over-sampling Technique / N. V. Chawla et al. Journal of Artificial Intelligence Research. 2002. Vol. 16. P. 321–357. URL: <https://doi.org/10.1613/jair.953> (date of access: 06.28.2025).
4. Alnuaimi, Amer & Albaldawi, Tasnim. (2024). An overview of machine learning classification techniques. BIO Web of Conferences. 97. 00133. 10.1051/bioconf/20249700133.

ЗАСТОСУВАННЯ МЕТОДІВ МАШИННОГО НАВЧАННЯ ДЛЯ КОМП'ЮТЕРНОГО ДІАГНОСТУВАННЯ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ДОРОЖНЬО-БУДІВЕЛЬНИХ МАШИН

Михайло Толочин¹, Олександр Скорбатюк², Андрій Мізік³

¹Асистент кафедри КІТІС Національного університету "Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка", м. Полтава, Україна

²Асистент кафедри КІТІС Національного університету "Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка", м. Полтава, Україна

³Асистент кафедри КІТІС Національного університету "Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка", м. Полтава, Україна

У сучасних умовах цифровізації машинобудівної галузі особливого значення набуває впровадження інтелектуальних систем моніторингу та діагностування технічного стану дорожньо-будівельних машин. Традиційні методи діагностики, засновані на статистичному аналізі або експертних оцінках, часто не дозволяють своєчасно виявити приховані дефекти або передбачити відмову агрегатів при зміні режимів експлуатації [1]. Тому застосування алгоритмів машинного навчання для аналізу параметрів роботи обладнання є перспективним напрямом підвищення ефективності технічного обслуговування.

У роботі запропоновано підхід до комп'ютерного діагностування технічного стану дорожньо-будівельних машин із використанням класифікаційних алгоритмів машинного навчання, що дозволяє автоматизувати процес виявлення несправностей на ранніх стадіях. Система побудована на принципі збору, попередньої обробки, аналізу та класифікації експлуатаційних даних, отриманих із вбудованих сенсорів машини [1].

В якості вхідних параметрів для навчання моделі було використано п'ять ключових технічних характеристик, які найбільш повно відображають поточний стан роботи агрегатів:

- температура двигуна, яка є індикатором теплових перевантажень і дозволяє виявляти проблеми системи охолодження;
- тиск мастила, що відображає ефективність змащення вузлів тертя й дає змогу фіксувати несправності в масляній системі;
- частота обертання колінчастого вала, яка характеризує стабільність роботи двигуна та його навантаження;
- вібраційні характеристики, які є важливим джерелом інформації про механічні дефекти, дисбаланс або знос підшипників;
- рівень шуму, який змінюється при появі внутрішніх пошкоджень або порушенні роботи окремих вузлів [2].

Для побудови моделі кожен з параметрів нормалізувався та синхронізувався у часовій послідовності, що забезпечує коректність аналізу взаємозв'язків між показниками. На основі цих даних формувалася вихідний

параметр – технічний стан агрегату, який приймав одне з двох можливих значень:

- "норма", коли робота системи відповідає експлуатаційним стандартам;
- "несправність", коли зафіксовано відхилення хоча б одного параметра від номінальних значень [3].

Для підвищення достовірності результатів у процесі підготовки вибірки використовувався метод балансування класів за допомогою алгоритму SMOTE (Synthetic Minority Over-sampling Technique). Це дозволило уникнути домінування записів нормальної роботи над випадками відмов, що є типовою проблемою при аналізі реальних експлуатаційних даних.

Таким чином, розроблена структура вхідних і вихідних даних створює основу для подальшого навчання класифікаційних моделей, здатних не лише визначати поточний технічний стан дорожньо-будівельних машин, а й формувати передумови для прогнозування потенційних відмов. Це сприяє переходу від реактивного до прогнозно-попереджувального технічного обслуговування, що є важливим етапом у розвитку інтелектуальних систем експлуатації машинобудівної техніки.

Для навчання та оцінювання ефективності моделі комп'ютерного діагностування було використано три найпоширеніші класифікаційні алгоритми машинного навчання: випадковий ліс (Random Forest), метод опорних векторів (Support Vector Machine, SVM) та градієнтний бустинг (XGBoost). Такий підхід дозволив провести порівняльний аналіз різних архітектур моделей та визначити найбільш ефективну з точки зору точності, швидкодії та стійкості до шуму в даних [2, 4].

Модель Random Forest базується на ансамблі рішень багатьох дерев класифікації, що зменшує ризик переобучення та забезпечує стабільність прогнозів навіть при наявності незначних похибок у вимірюваннях. Вона показала високу узагальнювальну здатність (точність 94,8%) і продемонструвала хорошу інтерпретованість результатів, оскільки дозволяє визначити вагу кожного параметра у процесі прийняття рішення.

Метод опорних векторів (SVM), який будує оптимальну гіперплощину для розділення класів, виявився ефективним при невеликому обсязі даних і високій кореляції між параметрами. Проте при збільшенні кількості спостережень він вимагав значно більших обчислювальних ресурсів, що зменшувало його практичну придатність для онлайн-діагностики. Його середня точність становила 95,6%, однак час навчання перевищував 20 секунд, що є суттєвим недоліком для систем реального часу [5].

Найкращі результати продемонстрував алгоритм градієнтного бустингу (XGBoost), який послідовно комбінує слабкі класифікатори (дерева рішень), підсилюючи їх шляхом мінімізації похибки попередніх моделей. Завдяки оптимізованому механізму обчислення градієнтів і регуляризації, XGBoost забезпечив найвищу точність класифікації — 97,4% при середньому часі навчання 6,2 секунди, що робить його найбільш збалансованим рішенням між точністю та швидкістю роботи.

Аналіз важливості ознак (feature importance) показав, що найбільший вплив на рішення моделі мають вібраційні характеристики (43%) та температура двигуна (27%), що повністю узгоджується з фізичними закономірностями процесів зносу та теплових навантажень. Менший, але все ж значущий вплив мають тиск мастила (15%), частота обертання (10%) та рівень шуму (5%). Такий розподіл ваг ознак підтверджує адекватність моделі та її здатність виявляти реальні причинно-наслідкові зв'язки між технічними параметрами [6].

Для перевірки надійності отриманих результатів було проведено перехресну валідацію ($k=5$), що дозволило зменшити вплив випадкових флуктуацій даних на оцінку точності. Середнє значення метрики F1-score для моделі XGBoost склало 0,963, що свідчить про високий баланс між точністю (precision) і повнотою (recall) при класифікації станів [3].

Додатково реалізовано програмний модуль для візуалізації даних у режимі реального часу, який дозволяє інженеру оперативно спостерігати зміну параметрів та оцінювати ймовірність виникнення несправності. В основі візуалізації використано бібліотеку Plotly, що забезпечує інтерактивність і можливість інтеграції з SCADA-системами.

Розроблена система може бути використана як складова частина комплексного діагностичного комплексу для дорожньо-будівельних машин, підвищуючи ефективність технічного обслуговування за рахунок переходу від реактивного до прогностного підходу. Подальші дослідження передбачають використання рекурентних нейронних мереж (LSTM) для врахування часових залежностей між параметрами, що дозволить підвищити точність прогнозування відмов та продовжити термін служби машин.

Література

1. Коваленко О. І., Сучасні методи технічної діагностики машин і обладнання. Технічна діагностика і неруйнівний контроль, №2, 2022, с. 34–41.
2. Бойко С. П., Андрущенко І. М. Використання методів штучного інтелекту у системах моніторингу технічного стану дорожньо-будівельних машин. Вісник Національного транспортного університету, №1(56), 2023, с. 59-66.
3. Li, Y., Zhao, H., & Wang, J. (2023). Machine Learning Approaches for Equipment Fault Diagnosis: A Review. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 189, 109988. URL: <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2023.109988>
4. Zhang, D., Yang, Y., & Chen, X. (2022). Vibration-based Fault Diagnosis of Rotating Machinery Using Gradient Boosting and Deep Learning Methods. *Engineering Applications of Artificial Intelligence*, 115, 105381. URL: <https://doi.org/10.1016/j.engappai.2022.105381>
5. Choudhary, A., Goyal, D., & Shankar, R. (2021). A Review on the Application of Machine Learning in Predictive Maintenance of Industrial Equipment. *Journal of Intelligent Manufacturing*, 32, 1343–1362. <https://doi.org/10.1007/s10845-020-01605-6>
- Breiman, L. (2001). Random Forests. *Machine Learning*, 45(1), 5–32. URL: <https://doi.org/10.1023/A:1010933404324>

РОЗРОБКА МЕТОДІВ ОЦІНКИ ЗАЛИШКОВОГО РЕСУРСУ ВУЗЛІВ І АГРЕГАТІВ ДОРОЖНІХ МАШИН

Андрій Мізік¹, Михайло Толочин¹, Олександр Скорбатюк¹

¹Асистент кафедри КІТІС Національного університету "Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка", Полтава, Україна

Ефективність роботи дорожньо-будівельних машин значною мірою залежить від технічного стану їхніх основних вузлів і агрегатів. Зношування та втрата матеріалів під час інтенсивної експлуатації призводять до втрати надійності, збільшення кількості відмов і зростання вартості технічного обслуговування [1]. За сучасних умов, коли парк машин часто складається з техніки з різним ступенем напрацювання, актуальним стає завдання визначення залишкового ресурсу — тобто часу або обсягу роботи, який агрегат може ще виконати до настання граничного стану.

Точна оцінка залишкового ресурсу дозволяє перейти від реактивного ремонту до прогнозно-профілактичного обслуговування. Це, у свою чергу, забезпечує раціональне використання техніки, зменшення простоїв і витрат на ремонт, а також підвищує загальну ефективність експлуатації дорожньо-будівельних машин [2].

Проблема визначення залишкового ресурсу машинних вузлів досліджується вже кілька десятиліть, однак більшість існуючих підходів залишаються або занадто теоретичними, або потребують великого обсягу експериментальних даних. Традиційно використовують аналітичні моделі, засновані на закономірностях зношування матеріалів, або статистичні методи, які базуються на середніх показниках ресурсу для певного типу машин. Такі підходи не враховують індивідуальні особливості кожної одиниці техніки, умови її роботи, якості обслуговування та навантаження, що істотно знижує точність прогнозу.

Сучасні тенденції розвитку машинобудування та експлуатації техніки відкривають нові можливості для підвищення точності оцінки ресурсу. Завдяки впровадженню телеметричних систем, датчиків контролю параметрів і технологій збору експлуатаційних даних можна безперервно відстежувати технічний стан агрегатів у реальному часі. Такі параметри, як температура робочих рідин, тиск, рівень вібрацій чи швидкість обертання, відображають фактичний ступінь навантаження та деградації системи [3].

Розроблена в межах дослідження методика передбачає об'єднання даних технічної діагностики з аналітичними й інтелектуальними методами обробки інформації. На основі накопичених експлуатаційних даних формується база, яка використовується для виявлення закономірностей зміни параметрів у процесі старіння вузлів. Далі застосовуються алгоритми машинного навчання, зокрема нейромережеві моделі, що дозволяють прогнозувати момент настання граничного стану.

Під час апробації методики використовувалися дані про роботу гідравлічних систем і трансмісій автогрейдерів, котків та екскаваторів. Порівняння результатів показало, що традиційні статистичні підходи забезпечують середню точність прогнозу на рівні близько 75 %, тоді як нейромережеві моделі дозволили підвищити цей показник до 90–93 %. Це означає, що технічний персонал може отримувати попередження про ймовірне настання відмови заздалегідь — у середньому за 50–100 мотогодин до критичного стану агрегата.

Отримані результати довели практичну доцільність поєднання діагностичного контролю з методами інтелектуального аналізу даних. Такий підхід не потребує складних випробувань або розбирання техніки й може бути впроваджений на базі вже існуючих систем моніторингу. Крім того, використання подібних моделей сприяє формуванню єдиної цифрової платформи для управління технічним станом парку машин, що особливо важливо для великих будівельних компаній і комунальних підприємств.

Запропонована методика дозволяє значно зменшити кількість позапланових ремонтів, оптимізувати графіки технічного обслуговування й забезпечити рівномірніше навантаження ремонтних потужностей. У результаті дослідного впровадження було досягнуто скорочення простоїв техніки приблизно на 15 % і зменшення загальних експлуатаційних витрат на 10–12 %.

Розроблений підхід є універсальним і може бути адаптований до різних типів дорожньо-будівельних машин — від асфальтоукладальників до фронтальних навантажувачів. Його впровадження не лише підвищує ефективність експлуатації техніки, а й створює основу для подальшої автоматизації процесів сервісного обслуговування, переходу до цифрових систем управління ресурсом і прогнозування відмов.

У ході дослідження доведено, що визначення залишкового ресурсу вузлів дорожньо-будівельних машин є ключовим елементом системи прогнозного обслуговування. Найвищу точність забезпечує поєднання методів технічної діагностики з алгоритмами машинного навчання, що дозволяє своєчасно виявляти ознаки деградації та запобігати аварійним відмовам.

Подальші дослідження доцільно спрямувати на створення інтегрованої хмарної системи моніторингу, яка автоматично збирає та аналізує дані з усього парку техніки. Це відкриє нові можливості для підвищення надійності машин, оптимізації витрат і розвитку інтелектуальних сервісних технологій у галузі дорожнього будівництва.

Література

1. Коваленко О. І., Сучасні методи технічної діагностики машин і обладнання. Технічна діагностика і неруйнівний контроль, №2, 2022, с. 34–41.
2. Бойко С. П., Андрущенко І. М. Використання методів штучного інтелекту у системах моніторингу технічного стану дорожньо-будівельних машин. Вісник Національного транспортного університету, №1(56), 2023, с.59-66.
3. Гаврилюк В. М., Трофименко І. В. Технічна експлуатація машин дорожнього будівництва. Київ: НТУ, 2021.

КОМП'ЮТЕРНЕ ДІАГНОСТУВАННЯ СТАНУ РОБОЧОЇ РІДИНИ В ГІДРОПРИВОДАХ ДОРОЖНЬО-БУДІВЕЛЬНОЇ ТЕХНІКИ НА ОСНОВІ АНАЛІЗУ ПАРАМЕТРІВ ТИСКУ ТА ТЕМПЕРАТУРИ

Наталія Пенкіна¹

¹Викладач Харківського автомобільно-дорожнього фахового коледжу, м. Харків, Україна.

Гідравлічні системи становлять основу функціональності дорожньо-будівельної техніки, такої як екскаватори та навантажувачі, виконуючи критичні функції передачі потужності. Характер їхньої експлуатації — під значним та змінним навантаженням в умовах високого тиску і часто в суворих або забруднених середовищах — робить ці системи особливо вразливими до відмов. Несподівані поломки гідросистем призводять до значних простоїв, що критично впливає на графіки будівництва та операційні витрати. За оцінками, незаплановане обслуговування може становити до 30% загальних витрат на утримання промислового обладнання [1].

У відповідь на ці виклики, галузь активно впроваджує методології предиктивного обслуговування. Ці стратегії базуються на прогностичних принципах, які є фундаментальними для постійного моніторингу, оцінки стану та прогнозування залишкового терміну експлуатації критично важливого обладнання.

Надійність гідравлічної системи безпосередньо залежить від стану робочої рідини. Дослідження показують, що щонайменше 75% усіх відмов гідросистем спричинені забрудненням або старінням гідравлічної рідини. Основними забруднювачами є тверді частинки та вода. Навіть нова гідравлічна рідина може містити рівні забруднення, які перевищують рекомендовані виробником.

Хоча найточніший діагноз чистоти вимагає використання лічильників частинок, параметри тиску та температури залишаються найбільш доступними, надійними та високочастотними засобами для моніторингу наслідків деградації. Вони є важливими індикаторами втрати ефективності системи, які можна відстежувати в режимі реального часу.

Температура безпосередньо впливає на в'язкість рідини, яка, своєю чергою, визначає енергетичну ефективність гідросистеми. Підвищення температури призводить до розрідження рідини, що викликає збільшення внутрішніх витоків та підвищене тертя, що може призвести до контакту металевих поверхонь. Таким чином, нестабільна в'язкість — як занадто висока при холодному старті, так і занадто низька при високій робочій температурі — знижує загальну надійність та ККД системи [2, 3, 4].

Усі втрати потужності в системі — спричинені внутрішнім тертям, втратами тиску або витокami — перетворюються на тепло, яке неминуче поглинається робочою рідиною.

Моніторинг параметрів тиску та температури дозволяє точно оцінити внутрішній стан критичних компонентів, зокрема насосів. У насосах зі змінним робочим об'ємом тепло генерується витоком рідини через зливну магістраль (case drain line) під час роботи в режимі компенсації.

Якщо система охолодження не може видалити цю додаткову теплову енергію, температура рідини буде зростати, прискорюючи її старіння. Відстеження температури в зливній магістралі, де тепло, що генерується витоком, є найбільш концентрованим, забезпечує потужний індикатор критичного зносу насоса. Більш того, порівняння фактичної температури з розрахунковою оптимальною температурою для даних умов дозволяє оцінити енергетичні втрати (які можуть становити 3–12%) і, відповідно, вибрати оптимальні гідравлічні рідини для максимізації ККД [5].

Ефективне комп'ютерне діагностування вимагає надійних сенсорів. Для дорожньо-будівельної техніки сенсори тиску та температури повинні витримувати екстремальні умови: робочий тиск до 480 бар та температуру рідини до 125°C. Вони повинні бути сумісними з мінеральними маслами (ISO 11158).

Розміщення сенсорів температури повинно бути стратегічним. Хоча резервуар є точкою загального моніторингу, для ранньої діагностики зносу насоса і витоків сенсори температури повинні бути розташовані в лініях зливу насоса та лінії повернення до того, як тепло розсіється в резервуарі. Аналогічно, моніторинг тиску повинен включати не лише основні магістралі, а й диференційний тиск на критичних компонентах, таких як фільтри.

Впровадження "розумної гідравліки" дозволяє реалізувати віддалену діагностику та моніторинг у режимі реального часу. Системи збору даних реєструють параметри тиску і температури, а також інші показники.

Критично важливим для мобільної техніки є використання Edge Computing. Ця архітектура дозволяє здійснювати попередню обробку, витяг індикаторів стану (IC) та навіть виконання моделей прогнозування безпосередньо на машині. Це мінімізує затримки та забезпечує оперативну реакцію на потенційні відмови, що є важливим для техніки, яка може працювати без стабільного високошвидкісного зв'язку.

Диференційний тиск на фільтруючому елементі є найбільш прямим та економічно ефективним індикатором забруднення рідини твердими частинками. Зростання цього тиску сигналізує про забрудненість фільтра та наближення моменту його заміни.

Незважаючи на високу інформативність тиску та температури, вони не можуть замінити прямі вимірювання чистоти. Оптимальний діагностичний підхід — це злиття даних. Сучасні системи моніторингу рідини (наприклад, Total Fluid Life systems) інтегрують вимірювання температури, вологості та лічильники частинок (ISO 4406).

Дослідження підтверджують ефективність моделей машинного навчання (наприклад, Random Forest Regressor та LSTM) для прогнозування критичних компонентів будівельної техніки, використовуючи параметри тиску та температури та години роботи як основні ознаки. LSTM-моделі є

особливо цінними, оскільки вони здатні фіксувати нелінійні взаємодії та часову послідовність деградації, що критично важливо для точного прогнозування [6].

Нейронні мережі демонструють високу ефективність у діагностиці відмов гідравлічного приводу дорожньо-будівельних машин, аналізуючи дані розподілу тиску в основних магістралях і циліндрах. Цей підхід підтверджує, що для машинного навчання важливим є не абсолютний тиск, а його динаміка та патерни в різних точках системи.

Штучні нейронні мережі можуть також використовуватися для моделювання складних фізичних процесів, таких як прогнозування втрат на тертя, які залежать від в'язкості, щільності та швидкості, що забезпечує точний розрахунок енергетичних втрат, пов'язаних зі станом рідини [7].

Дослідження показують, що традиційні алгоритми керування без урахування залежності в'язкості від температури можуть бути повільними або неефективними. Тому алгоритми діагностики повинні не лише виявляти несправності, але й використовувати поточну температуру для оцінки фактичної в'язкості. Ця оцінка дозволяє адаптувати параметри діагностики та керування, гарантуючи, що функціонування системи в умовах нормальних, але екстремальних температурних коливань не призводить до хибних спрацьовувань.

Висновки

Комп'ютерне діагностування, засноване на параметрах тиску і температури, є критичним елементом для гідроприводів дорожньо-будівельної техніки. Ці параметри забезпечують високу частоту моніторингу та дозволяють ідентифікувати непрямі, але вагомі ознаки деградації рідини (втрата в'язкості) та механічного зносу (внутрішні витоки, засмічення фільтрів).

Алгоритми мають використовувати не сирі дані параметрів тиску та температури, а розроблені індикатори стану, такі як швидкість зростання диференційного тиску на фільтрі та оцінка теплового навантаження. Також критично важливим є використання механізмів теплового блокування для уникнення хибних спрацьовувань при холодному запуску.

Оскільки зростає увага до енергоефективності, діагностичні системи параметрів тиску та температури будуть відігравати все більш важливу роль, дозволяючи моніторити та оптимізувати використання нових високотехнологічних гідравлічних рідин.

Література

1. Jelali, M., Kroll, A. Hydraulic systems: modeling, identification and control. 2nd ed. London : Springer, 2014. 350 p.
2. Kershaw, R., Day, B. Real-time condition monitoring of hydraulic fluids using embedded sensing technology. Tribology International. 2018. Vol. 126. P. 104–112. DOI: 10.1016/j.triboint.2018.05.004.

3. Liu, W., Li, Y., Cheng, R. An intelligent fault diagnosis method for hydraulic pump based on multi-sensor information fusion and deep learning. *Measurement*. 2021. Vol. 177. 109315. DOI: 10.1016/j.measurement.2021.109315.
4. Lu, J., Zhang, Y. A data-driven approach for online viscosity estimation and fluid condition monitoring in hydraulic systems. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2020. Vol. 138. 106579. DOI: 10.1016/j.ymssp.2019.106579.
5. Sinha, A., Gupta, H. M., Choudhary, A. Condition Monitoring and Predictive Maintenance of Hydraulic Systems: A Review. *Archives of Computational Methods in Engineering*. 2021. Vol. 28, Iss. 3. P. 1195–1218. DOI: 10.1007/s11831-020-09419-5.
6. Yang, H., Ma, Z., et al. Indirect fault diagnosis of hydraulic components based on temperature and pressure signals using support vector machine. *Sensors*. 2019. Vol. 19, Iss. 17. 3824. DOI: 10.3390/s19173824.
7. Zhang, J., Huang, G. Research on the fault diagnosis of hydraulic system based on the analysis of pressure and temperature characteristics. *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2017. Vol. 31, Iss. 10. P. 4881–4888. DOI: 10.1007/s12206-017-0938-1.

НАВАНТАЖЕННЯ В ТЯГОВОМУ ПРИВОДІ ГСТ ПРИ ВИКОНАННІ РОЗВОРОТУ МАЛОГАБАРИТНОГО НАВАНТАЖУВАЧА

Леонід Разарьонов¹

¹Кандидат технічних наук, доцент кафедри ЕВСБДМ, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна

Малогабаритні фронтальні ковшові навантажувачі з ботовою системою повороту, обладнані двома регульованими вручну гідрооб'ємними передачами в тяговому приводі, особливо ефективні при роботі в обмежених умовах і на коротких дистанціях. Зумовлено це їх розворотом "на місці" проти включенням тягових насосів. У чистому вигляді такий режим руху можливий, коли машина спочатку перебуває у нерухомому стані. Коли така операція виконується відразу, то після реверсування тягового насоса одного з бортів його ходові колеса уповільнюють своє обертання і після зупинки виконують зворотний хід. У умовах стійкості машини повинна оцінюватися у процесі розвороту [1]. Але для цього потрібно знати максимальну швидкість навантажувача, з якою він може вийти на розворот. Швидкість, у свою чергу, обмежена потужністю двигуна у зв'язку з підвищеними опорами руху машини траєкторією зі змінним радіусом кривизни [2].

Переважно навантажувачі, що розглядаються, працюють на майданчиках з твердим покриттям або на ущільненій ґрунтовій поверхні. З вказаної причини опорну поверхню можна вважати недеформованою і тоді опір повороту навантажувача можна встановити за співвідношенням, аналогічним формулою Нікітіна А.О. (рис.1).

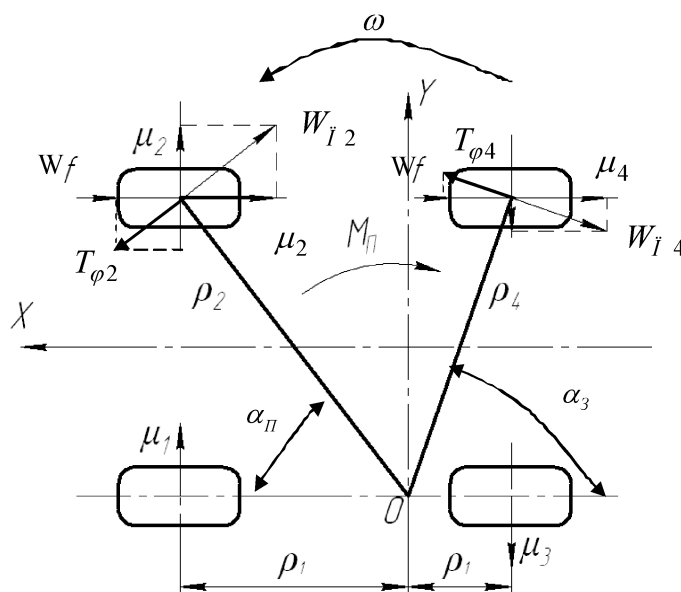


Рис. 1 – Розрахункова схема малогабаритного навантажувача

$$M_{\Pi} = \frac{M_{\Pi \max}}{1 + 0.15 \frac{\rho}{b}} \quad (1)$$

$$M_{\Pi \max} = 0.375 \cdot \varphi_c \cdot G \sqrt{F_{omn}}, \quad (2)$$

де $M_{\Pi \max}$ - обумовлено опір повороту колеса на місці; G - сила тяжіння, що припадає на одне колесо, F_{omn} - площа області контакту шини з опорною поверхнею, φ_c - коефіцієнт зчеплення.

$$F_{omn} = \frac{R}{K_{\mathcal{K}} \cdot P_b}, \quad (3)$$

R - навантаження на колесо і P_b - тиск повітря в шині; $K_{\mathcal{K}}$ - коефіцієнт жорсткості шини.

Тиск робочої рідини в тяговому гідромоторі перераховували в загальному тяговому зусиллі на ходових колесах за відомим співвідношенням.

$$T = (P_2 - P_1) \cdot \frac{V_0}{2\pi} \cdot \frac{i_{\delta p} \eta_{\delta p}}{r_k} \quad (4)$$

Найдене значення M_n дозволяє встановити дотичні зусилля на ходових колесах тягового борту.

$$T_{24} = \frac{M_{\Pi}}{B_k} + \frac{G}{2} f, \quad (5)$$

де G - сила тяжіння навантаження з урахуванням вантажу; f - коефіцієнт опору кочення коліс.

Відповідно до викладеного встановлені вертикальні деформації і відповідне цьому опорні реакції всіх ходових колесах, поточні значення тягових зусиль на колесах борту, що забігає, і кутові відхилення центру мас навантажувача у вертикальній, поздовжній і поперечній площинах в залежності від початкової швидкості навантажувача при повороті, маси вантажу, що піднімається, і висоти його розташування над опорною поверхнею..

$$T = (P_2 - P_1) \cdot \frac{V_0}{2\pi} \cdot \frac{i_{\delta p} \eta_{\delta p}}{r_k} \quad (6)$$

де P_2 і P_1 - тиск робочої рідини в у напірній та зливній гідролініях гідромотора; r_k - радіус ходового колеса; $i_{\delta p}$ і $\eta_{\delta p}$ - передавальне число та ккд бортового редуктора; V_0 - робочий об'єм гідромотора.

Тиск робочої рідини у тяговому гідромоторі перераховувався у загальне тягове зусилля на ходових колесах за відомим співвідношенням.

Відповідно до знайденого значення P_{24} - відшукується тиск робочої рідини, що живить тягові гідромотори. Для борту, що забігає

$$P_2 - P_1 = \frac{2\pi r_k P_{24}}{i_{\delta p} \eta_{\delta p} \eta_m V_0} + 0.34v + 0.275v^2, \text{ МПа.} \quad (7)$$

тут P_2 і P_1 - тиск робочої рідини в напірній та зливній гідролініях гідромотора; r_k - радіус ходового колеса; $i_{бр}$ - передавальне число бортового редуктора; $\eta_{бр}$ і η_m механічні ККД бортового редуктора та гідромотора; V_0 - робочий об'єм гідромотора; v - швидкість борту навантажувача, що забігає.

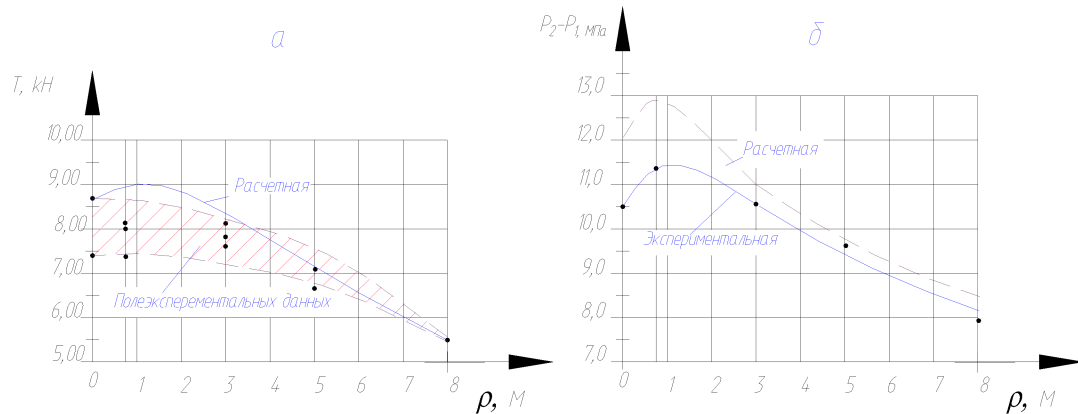


Рис.2 – Зміна тягових зусиль на ходових колесах борту, що забігає (а) і тисків робочої рідини тягового гідромотора (б) короткобазового навантажувача в залежності від радіуса повороту.

На рис.2 наведено розрахункові та експериментальні дані про зміну тягового зусилля на колесах борту, що забігає, і тиску робочої рідини в гідролініях живлення тягового гідромотора в залежності від радіуса повороту машини. Вони свідчать про прийнятність запропонованої методики розрахунку навантажень у тяговому гідрооб'ємному приводі короткобазових навантажувачів. Ці дані показують, що найгірше навантаження відповідає розвороту машини з одним зупиненим бортом. Цьому відповідає і можлива втрата стійкості машиною. У зв'язку з урахуванням співвідношень (1) і (2), гранична швидкість руху борту навантажувача, що забігає, визначається рівністю

$$v_0 = \frac{N_d \eta_{pp} \eta_{\Gamma} \eta_{бр}}{M_{\Pi}} \cdot \frac{B_k}{2} \quad (8)$$

Розрахунки за залежністю (8) показують, що за потужністю двигуна гранична швидкість борту навантажувача типу ПМТС-1200, що забігає, при розвороті не перевищує 50...55% найбільшої швидкості прямолінійного руху.

Литература

1. Разарьонов Л. В. Результаты дослідження експлуатаційних процесів малогабаритних фронтальних навантажувачів із бортовою системою повороту/ Л. В. Разарьонов, В. О. Гурко // Вісник НТУ "ХПІ". Тематичний випуск "Машинознавство та САПР". Харків, НТУ "ХПІ", 2025. № 2. С.91-97.
2. 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 – 92-97 с.

ОСОБЛИВОСТІ ТЕХНІЧНОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ ПЛАВАЮЧИХ МАШИН

Володимир Краснокутський¹, Олег Агапов²

¹*Кандидат технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна*

²*Кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна*

Актуальність цієї теми зумовлена широким використанням плаваючих колісних і гусеничних машин в арміях України [1] і Західних країн [2]. Правильне технічне обслуговування та експлуатація особливо важливі під час подолання складних водних перешкод [3]. Специфічні та різноманітні умови роботи плаваючих машин (автомобілі, транспортери-тягачі, лісосплавні трактори та снігоболотоходи) у цивільному секторі на різних ґрунтах і водних районах (прісна вода, море), з різним відсотком часу роботи на суші й воді, потребують більшої оперативності в організації їхнього технічного обслуговування (ТО) з унесенням низки коригувань. Зміст і обсяг ТО плаваючих машин також значною мірою визначаються конструктивними особливостями самих машин, ступенем їхньої надійності, використовуваними матеріалами, тому неможливо описати єдину картину ТО, яка підходила б у його змісті та обсязі для всіх типів плаваючих машин. Водночас слід мати на увазі, що, як і для інших типів машин, система обслуговування плаваючих машин є планово-попереджувальною. Використання цієї системи дає змогу підтримувати робочий стан машин, зменшити інтенсивність зносу деталей і вузлів, запобігти появі несправностей і збоїв, оперативно відновити працездатність окремих вузлів, систем тощо.

Плановість цієї системи визначає проведення всіх типів обслуговування плаваючих машин через регламентований час роботи на суші та воді. Це означає, що, незалежно від технічного стану, машина через заплановані періоди часу повинна проходити зовнішній огляд, контрольно-регульовальні роботи, заміну необхідних експлуатаційних матеріалів тощо. Напрямок і специфіка роботи плаваючих машин визначають значне скорочення часу періодичності ТО за одночасного збільшення (на 15... 25%) трудомісткості ТО порівняно із сухопутними машинами. Це одна з особливостей обслуговування плаваючих машин.

Складність обслуговування плаваючих машин збільшується порівняно із сухопутними транспортними засобами не тільки через необхідність підтримки конкретних і додаткових пристроїв плаваючих машин (водонепроникний корпус, рушійно-кермовий комплекс (РКК), водовідливне обладнання тощо), а й через необхідність обслуговування перед роботою у водній зоні, під час цієї роботи і після неї. Крім того, під час роботи плаваючих

машин у морських умовах додатково необхідно затратити значні зусилля на запобігання корозійним процесам корпусу, елементів шасі, агрегатів і компонентів передачі, систем двигуна та інших механізмів.

Обсяг ТО плаваючих машин, які працюють на суші, добре відомий і практично не відрізняється від обсягу ТО звичайних машин. У той же час експлуатація машин на воді впливає на вміст та об'єм ТО деяких систем та вузлів, які не використовуються під час роботи машин у воді. Але є інша група агрегатів, вузлів та систем, які або використовуються лише при експлуатації машин на воді, або завантажуються під час роботи на суші та воді. Контроль за технічним станом цієї групи в основному забезпечується в процесі щоденного ТО плаваючих машин. В окремий обсяг в цьому процесі необхідно виділяти роботи, які обумовлені роботою машин на воді.

Особливості ТО РКК. Оцінювати технічний стан РКК, який включає водохідний двигун з його приводом та керуючий пристрій, необхідно перед початком роботи машини на воді, періодично під час роботи на плаву та після виїзду машини на берег. Увага приділяється стану гвинтових лопатей (або робочого колеса водомета), його валу, карданих валів та опорних підшипників.

Вся лінія гвинтового приводу повинна вільно обертатися без значного опору. Виявлені несправності повинні бути усунені негайно. Правильність затягування ущільнювачів перевіряється, коли машина знаходиться у воді, коли обертаються гвинти та в їх нерухомому стані. Дозволено потрапляння води в корпус через ущільнювачі валу гвинта у вигляді окремих крапель.

Керувальні пристрої машин є важливим конструктивним елементом, від технічного стану яких залежить здатність машини працювати на воді. Під час перевірки технічного стану рульових пристроїв необхідно звернути увагу на узгодженість положень водяного керма, керованих коліс та керма (штурвала), розташованих у кабіні. Їх слід систематично перевіряти і, якщо необхідно, відрегулювати положення водяного керма та його приводу.

Особливості ТО корпусу. Корпус будь-якої плаваючої машини виконує низку функцій: сприймає зовнішні навантаження під час руху суходолом і водою, забезпечує плавучість і остійність машини, впливає на непотоплюваність, ходкість і керованість. У процесі експлуатації машин може порушуватися герметичність корпусу. Це призводить до надходження забортної води в корпус і погіршення перерахованих вище параметрів. Основними причинами порушення герметичності є утворення розривів і тріщин у обшивці корпусу, зношування гумових ущільнювачів пробок люків, відкидних бортів, тощо. У зв'язку з цим, при будь-якому ТО, оцінюються стан корпусу та його ущільнювачів, виявляються місця пошкодження та порушення герметичності, які слід усунути в першу чергу. Несправності корпусу також включають деформацію обшивки та інших його елементів. Деформації не приводять до порушення герметичності. Але вони також є небажаними через наслідки силового впливу на машину, оскільки в зонах деформації елементи корпусу мають інші концентрації напружень порівняно з розрахунковими. Тому в майбутньому в цих зонах можуть утворюватися тріщини та розриви. Для кожного випадку, залежно від його конструктивної

схеми, існують норми можливих деформацій елементів корпусу, перевищення яких є неприйнятним.

Корпус плаваючих машин, особливо які експлуатуються в морських умовах, піддається корозії. Тому при ТО необхідно уважно обслідувати корпус зовні та всередині та визначити корозію. Щоб зменшити інтенсивність процесу корозії після виходу машини на берег, вода, що проникла в корпус, повинна бути повністю видалена. Особливо ретельно, воду слід вилучити з корпусів машин, які працювали в солоній воді. Корпуси цих машин слід промивати прісною водою. Якщо цього не зробити, то процес корозії швидко призводить до необхідності відправки машини на ремонт. Методи зменшення процесу корозії елементів корпусу такі: своєчасне відновлення зруйнованих ділянок лакофарбового покриття, захист нефарбованих поверхонь шаром технічного вазеліну, використання антикорозійних покриттів тощо.

Особливості обслуговування агрегатів трансмісії та ходової частини. Характерною особливістю обслуговування цих агрегатів є систематичний контроль потрапляння води в картери і вузли змащення та її видалення з них. Під час переміщення машини з суші на воду картерні агрегати і вузли змащення різко охолоджуються, що сприяє проникненню води через ущільнення. Перемішування мастила і води під час роботи агрегатів і вузлів призводить до утворення водо-масляної емульсії, яка істотно погіршує режим змащення і різко посилює корозійні процеси, а також скорочує термін служби мастила. У разі виявлення води у вузлах змащення або агрегатах доцільно замінити мастило, перевірити стан ущільнень, а їхні пошкоджені або зношені елементи замінити. У деяких випадках, коли заміна мастила з якихось причин неможлива, слід після кількох годин стоянки машини злити відстояну воду через зливні отвори картерів.

Особливо слід контролювати потрапляння води в картерні агрегати за негативних температур навколишнього повітря. Пояснюється це тим, що під час виходу машин на сушу і стоянки на березі всі вузли машини досить швидко охолоджуються і вода, що знаходиться в маслі, замерзає. На початку руху це призводить до значного зношування деталей, вузлів тертя, ущільнень, а при замерзанні великої кількості води - і до поломок.

Значного зменшення корозії та зношування деталей під час роботи їх у водооливній емульсії можна досягти використанням спеціальних присадок для олив, поліпшенням конструкції вузлів ущільнень та своєчасним і ретельним технічним обслуговуванням машин після їхньої роботи на водних ділянках.

Література

1. <https://apostrophe.ua/ua/article/society/2023-08-02/plavayuschie-mashinyi-vsu-poluchili-moschnoe-usilenie-iz-polshi/53312>
2. https://auto.24tv.ua/amerykanska_armiia_testuvatyme_novi_amfibii_f_oto_n40275
3. <https://www.unian.ua/curiosities/u-ssha-plavayuchim-bronetransporteram-zaboronili-plavati-voni-tonut-ostanni-novini-11645419.html>

ОПТИМІЗАЦІЯ ГЕОМЕТРІЇ ВІДЦЕНТРОВОГО КОМПРЕСОРА З ВИКОРИСТАННЯМ СУРОГАТНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ТА ЕВОЛЮЦІЙНИХ АЛГОРИТМІВ

Андрій Роговий¹, Андрій Азаров², Дмитро Савенков²

¹Доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри гідравлічних машин ім. Г.Ф. Проскури, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна

²Аспірант кафедри гідравлічних машин ім. Г.Ф. Проскури, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна

Підвищення ефективності відцентрових компресорів залишається одним із пріоритетних напрямів сучасного машинобудування, оскільки саме ці агрегати визначають енергетичну досконалість газотурбінних і холодильних установок [1]. Високі вимоги до продуктивності та надійності зумовлюють необхідність точного налаштування геометрії проточної частини, насамперед робочого колеса й дифузора, які формують основні параметри процесу стиснення. Проте повноцінна оптимізація таких систем за допомогою CFD-аналізу супроводжується значними обчислювальними витратами [2, 3], адже кожна варіація конструкції потребує окремого чисельного розрахунку. У цьому контексті перспективним є використання сурогатного моделювання, що поєднує методи машинного навчання та планування експериментів для побудови аналітичних залежностей між геометричними і аеродинамічними характеристиками [4]. Інтеграція сурогатних моделей із еволюційними алгоритмами дозволяє ефективно знаходити глобальні оптимуми без втрати точності та істотно скорочує час проєктування турбомашин.

Методологія. У роботі реалізовано підхід, що поєднує метод Kriging (Gaussian Process Regression) із багатокритеріальним еволюційним алгоритмом NSGA-II, вбудованими в середовище ANSYS Design Exploration [5]. Оптимізація виконувалася для високонапірного відцентрового компресора з вихідним діаметром робочого колеса 240 мм і швидкістю обертання 207 500 хв⁻¹. Параметризацію здійснено за трьома змінними: вихідний кут лопаті робочого колеса, вхідний кут лопатей радіального дифузора та відносна довжина спліттера.

Для формування навчальної вибірки застосовано центральньо-композиційний план експерименту (15 точок). CFD-розрахунки проводилися в ANSYS CFX із застосуванням SST-моделі турбулентності [6]. Для кожної варіації визначали політропний ККД та відношення повного тиску. Побудована Kriging-модель мала коефіцієнт детермінації $R^2 \approx 1$ і RMSE менше 10^{-9} , що свідчить про високу точність апроксимації.

Результати оптимізації. Еволюційна оптимізація за алгоритмом NSGA-II забезпечила формування Парето-фронт [7], який демонструє компроміс між енергоефективністю та ступенем стискання. У процесі оптимізації алгоритм згенерував понад 300 комбінацій геометричних параметрів, що оцінювалися за побудованою Kriging-моделлю. Кожне рішення характеризувалося двома цільовими функціями – політропним ККД та співвідношенням повних тисків.

Після кількох ітерацій еволюційного пошуку фронт стабілізувався, утворивши множину не домінованих рішень. Максимальний ККД досягав 0,90 при відношенні повних тисків 2,8, тоді як підвищення тиску до 3,0 супроводжувалося зниженням ККД до 0,87. Таким чином, оптимальний діапазон визначався балансом між приростом тиску та допустимими втратами енергії.

Найкращі конфігурації відповідали вихідному куту лопатей 48-50°, вхідному куту дифузора близько 62° та відносній довжині спліттера 0,6. Аналіз чутливості показав, що найбільший вплив на ефективність має саме вихідний кут лопатей робочого колеса: його збільшення сприяє підвищенню ступеня стискання, але надмірні значення викликають інтенсивні вихрові структури та втрати енергії. Відносна довжина спліттера має другорядний, але позитивний ефект – зростання параметра забезпечує більш рівномірний розподіл швидкостей у міжлопаткових каналах. Вхідний кут лопатей дифузора чинить помірно негативний вплив: відхилення від оптимального напрямку призводить до зростання відривів потоку та зменшення ККД. Таким чином, головним керуючим параметром є вихідний кут імелера, тоді як спліттер і дифузор виконують стабілізуючу функцію в системі течії.

Верхня ділянка Парето-фронт відповідає геометріям із найвищою ефективністю, тоді як нижня відображає конфігурації з більшим ступенем стискання. Такий розподіл дозволяє конструктору обирати варіант відповідно до технічного завдання: максимальна ефективність або підвищений тиск. Отримані результати підтверджують, що комбінація сурогатного моделювання та еволюційних алгоритмів дозволяє скоротити обчислювальні витрати у 3-4 рази, зберігаючи точність прогнозу на рівні повного CFD-моделювання.

Основні обмеження роботи пов'язані з використанням RANS-моделювання, яке апроксимує турбулентний потік усередненими рівняннями, що може недостатньо точно відтворювати дрібномасштабні вихори в міжлопатевій зоні. Додатковим обмеженням є відсутність урахування допусків на виготовлення, які в реальних умовах можуть змінювати локальні кути атаки та впливати на стабільність роботи поблизу межових режимів. У подальших дослідженнях планується виконати оцінку впливу геометричних похибок на ефективність компресора.

Отримані тенденції узгоджуються з результатами інших авторів, де показано, що максимальна ефективність досягається при помірних кутах виходу та укорочених спліттерах.

Висновки

1. Розроблено ефективну методику оптимізації геометрії робочого колеса відцентрового компресора з використанням Kriging-моделі та алгоритму NSGA-II.
2. Побудована сурогатна модель дозволяє значно скоротити кількість CFD-розрахунків при збереженні високої точності ($R^2 \approx 1$).
3. Оптимальні параметри: вихідний кут $48-50^\circ$, вхідний кут дифузора $\approx 61^\circ$, відносна довжина спліттера 0,6.
4. Найбільший вплив на ефективність має геометрія вихідного краю робочого колеса; спліттер та дифузор забезпечують стабільність потоку.

Література

1. Rogovyi A. et al. Improving the Performance of a Centrifugal Compressor Through Computer-Aided Design and Optimization of Blade Thickness //Design, Simulation, Manufacturing: The Innovation Exchange. – Cham : Springer Nature Switzerland, 2024. – С. 324-333.
2. Роговий А. С. Використання методів числового вирішення задач інженерного аналізу: навчальний посібник //Харків: ХНАДУ. – 2019.
3. Кириченко І. Г. и др. Особливості комп'ютерного моделювання та дослідження режимів роботи елементів піднімальної платформи //Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету. – 2021. – №. 95. – С. 143-148.
4. Wang X. F., Xi G., Wang Z. H. Aerodynamic optimization design of centrifugal compressor's impeller with Kriging model //Proceedings of the institution of mechanical engineers, Part A: Journal of power and energy. – 2006. – Т. 220. – №. 6. – С. 589-597.
5. Meng F., Zhang Z., Wang L. Volute Optimization Based on Self-Adaption Kriging Surrogate Model //International Journal of Chemical Engineering. – 2022. – Т. 2022. – №. 1. – С. 6799201.
6. Роговий, А. С., Костюк, М. О., & Азаров, А. С. (2022). Удосконалювання енергетичних параметрів нафтових струминних насосів. Вісник Національного технічного університету" ХПІ". Серія:" Гідравлічні машини та гідроагрегати", (1), 25-32.
7. Vasilopoulos I. et al. Gradient-based Pareto front approximation applied to turbomachinery shape optimization //Engineering with Computers. – 2021. – Т. 37. – №. 1. – С. 449-459.

УДОСКОНАЛЕННЯ ТЕОРІЇ ГРАНИЧНОГО МАЩЕННЯ АГРЕГАТИВ БУДІВЕЛЬНИХ МАШИН НА ОСНОВІ ВРАХУВАННЯ ВЛАСТИВОСТЕЙ РІДКОКРИСТАЛІЧНОЇ МАСТИЛЬНОЇ ПЛІВКИ

Сергій Воронін¹, Ван Сюефен², Максим Воронін³

¹доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри МТСМ, Український державний університет залізничного транспорту, м. Харків, Україна

^{2,3}аспірант кафедри МТСМ, Український державний університет залізничного транспорту, м. Харків, Україна

Основними вимогами до поверхнево-активних речовин (ПАР), що додаються до вуглеводневих базових олив, є максимальна адгезія до твердої поверхні тертя та мінімальна когезія між їх молекулярними шарами. При цьому досягається мінімум сил тертя в широкому діапазоні навантажень. Граничне навантаження для шарів ПАР визначається їх несучою здатністю, тобто силою достатньою для руйнування. Сьогодні накопичений великий експериментальний матеріал щодо трибологічних властивостей різних за формою та природою ПАР. Однак, сьогодні не існує чіткої теорії, яка б задовольняла всім існуючим експериментальним даним. Наприклад, Ф. Боуден, спираючись на власні дослідження та дослідження В. Гарді, пропонує поділяти існуючі змащувальні речовини на такі, що не змінюють коефіцієнт тертя від зовнішнього навантаження та такі, для яких коефіцієнт тертя зменшується на початковому етапі по мірі зростання навантаження. До останніх відносять спирти, жирні кислоти та деякі інші речовини. Механізм їх змащувальної дії пов'язаний із властивістю утворювати на поверхнях тертя полімолекулярну плівку кристалічної будови, однак це не пояснює отриманої раніше залежності коефіцієнту тертя від зовнішнього навантаження. Якщо припустити, що такий характер тертя обумовлений шаруватою будовою граничної плівки, кожен з шарів якої має власні трибологічні властивості, тоді результати, отримані Ф. Боуденом, В. Гарді та іншими [1, 2], пояснюються низькою несучою здатністю та високим коефіцієнтом тертя верхнього шару, а нижні шари (наближені до поверхні тертя) мають зворотні властивості. Вказаним вимогам відповідають шари органічних речовин у рідкокристалічному стані, особливо смектичного типу. Внаслідок високого ступеня впорядкованості, вони мають значну несучу здатність, а тангенціальний зсув відбувається по міжшаровій границі де діють малі Ван-дер-Ваальсові сили.

При дослідженні властивостей таких кристалічних шарів граничної плівки однією з головних задач є теоретичне визначення несучої здатності та сил зв'язку в шарах, як у нормальному напрямку – сили когезії, так й у тангенційному – сили тертя.

Вперше молекулярна теорія граничного тертя була запропонована А. Камероном ще у 1959 році [1]. В цій теорії були отримані залежності для сил когезії та тертя в шарах кристалів парафіну із врахуванням Ван-дер-Ваальсового притягування метильних груп молекул. Однак, основні припущення, прийняті в роботі А. Камерона, викликали ряд сумнівів. Наприклад, при розрахунку сили тертя автор нехтує мінімальним значенням потенційної енергії системи, для розрахунку взаємодії між кінцевими CH_3 – групами молекул в кристалі приймає значення енергії зв'язку для CH_2 – груп, веде розрахунок сил для довільної відстані ($3,09 \text{ \AA}$) між метильними площинами кристалу. Крім цих зауважень, зроблених Б. В. Дерягіним, А.С. Ахматовим та іншими вченими, слід вказати також на ще декілька вагомих зауважень: при розрахунку сил взаємодії між шарами молекулярного кристалу слід враховувати теплові коливання молекул, бо саме ці коливання визначають середню відстань між молекулами за різних температур; також слід визначати гранично допустиме значення зовнішнього нормального навантаження (несуча здатність) на кристалічний шар, а не проводити розрахунки сили тертя за більших навантажень. Не зважаючи на велику кількість зауважень, згідно думки А.С. Ахматова, – «Основной замысел развития теории граничного трения, выдвинутый Камероном, нам представляется интересным и перспективным.» [1], саме тому при усуненні вказаних зауважень може бути отримана удосконалена теорія.

При розробці удосконаленої теорії граничного тертя, а саме його молекулярної складової, за основу прийнятий загальний закон взаємодії молекул, який можна представити потенціалом Ленарда-Джонса із складовою Штокмайєра для полярних молекул [2],:

$$U(r) = 4 \cdot \varepsilon \left[\left(\frac{\sigma}{r} \right)^{12} - \left(\frac{\sigma}{r} \right)^6 \right] - \frac{\mu^2}{r^3} f(\Theta_1, \Theta_2, \Theta_3). \quad (1)$$

Залежність (1) враховує сили відштовхування «+», тяжіння «–» та диполь-дипольної взаємодії полярних молекул з моментом μ та його просторовою орієнтацією, визначеною кутами Θ_i . Користуючись залежністю (1) можна визначати зміну потенційної енергії в кристалі, а також відстані між молекулами за різних температур. Результати проведених розрахунків для кристалу стеаринової кислоти наведені в таблиці 1.

Таблиця 1

Зміна відстані між молекулами від температури

$T, ^\circ\text{C}$	0	20	40	60	80	100
$dr, \text{\AA}$	1,061	1,172	1,289	1,415	1,55	1,696

Для визначення несучої здатності кристалу жирної кислоти скористаємось зв'язком між силою та енергією

$$F(r) = \frac{d}{dr} U(r) \quad (2)$$

та уведемо поняття питомої сили, або сили на одиницю площі, тоді

$$P(r) = \frac{F(r)}{S} = \frac{1}{S} \cdot \frac{dU(r)}{dr}, \quad (3)$$

де S – площа поперечного перетину комірки, яку займає одна молекула.

Отримана залежність дозволяє встановлювати значення несучої здатності кристалічного шару та її зміну при зміні температури, рис.1.

В подальшому встановлюються залежності сили когезії та тертя, які виникають між кристалічними шарами молекул. Виходячи із загальних уявлень про будову смектичних рідких кристалів, наприклад для кристалів жирних кислот, можна стверджувати, що мінімальна сила когезії, або сила притягування між сусідніми шарами, обумовлена Ван-дер-Ваальсовою взаємодією їх метильних CH_3 груп.

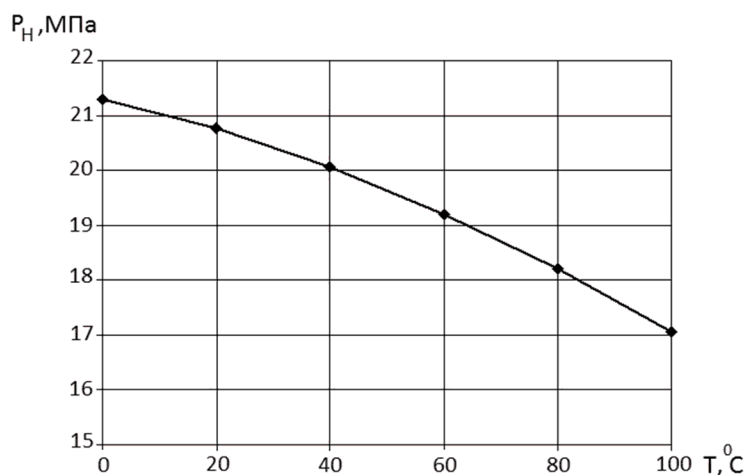


Рис. 1 – Зміна несучої здатності шару стеаринової кислоти в залежності від температури

При розрахунку сил когезії враховується їх адитивне накладення, тоді вираз для сумарної сили взаємодії одної метильної групи нижнього шару з верхніми має наступний вигляд:

$$F_K(k) = 2 \left(\sum_{y=0}^n \sum_{x=0}^n F \left(\sqrt{(t_x + k)^2 + t_y^2 + h^2} \right) + \sum_{y=0}^n \sum_{x=0}^n F \left(\sqrt{(t_x - k)^2 + t_y^2 + h^2} \right) - F \left(\sqrt{(k^2 + h^2)} \right) \right) \quad (4)$$

де $t_x = t_y = h = r_0 + dr$.

Результати розрахунку сили когезії наведені на рис. 2.

На заключному етапі пропонується визначати питому силу тертя як відношення питомої роботи тертя в шарі смектика A_T до половини періоду кристалічної решітки $tx/2$

$$P_{TP} = \frac{A_T}{(tx/2)} = \left(\int_0^{tx/2} P_K(k) \frac{d}{d_k} - \frac{P_{Kmin} tx}{2} \right) / (tx/2) \quad (5)$$

Для прикладу, були проведені розрахунки питомої сили тертя в смектичних шарах стеаринової кислоти, рис. 3.

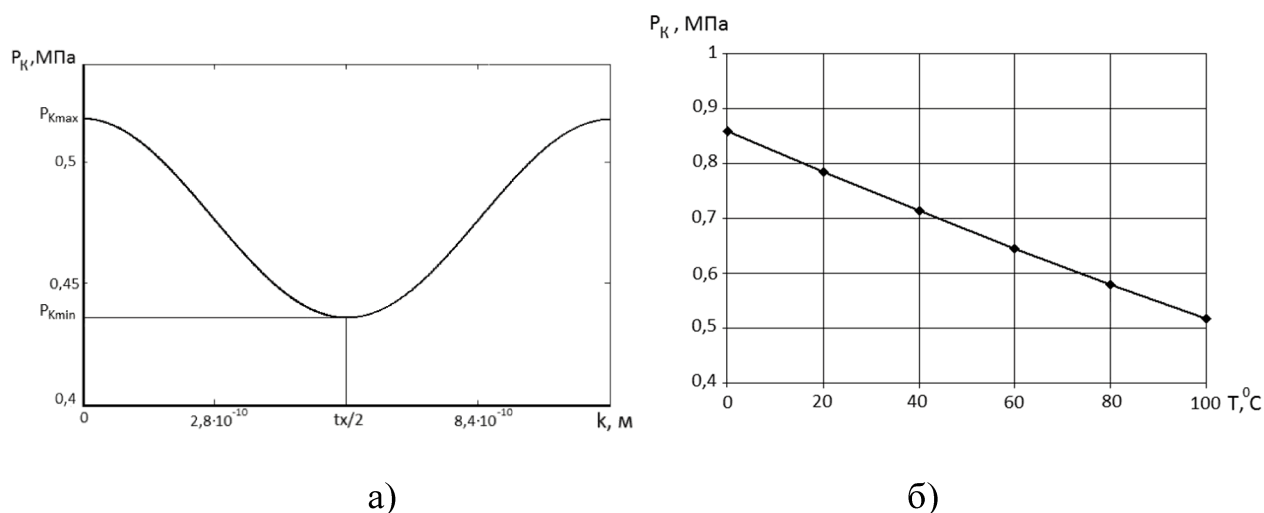


Рис. 2 – Зміна питомої сили когезії при відносному зсуві шарів і постійній температурі – а); зміна усередненої питомої сили когезії від температури – б)

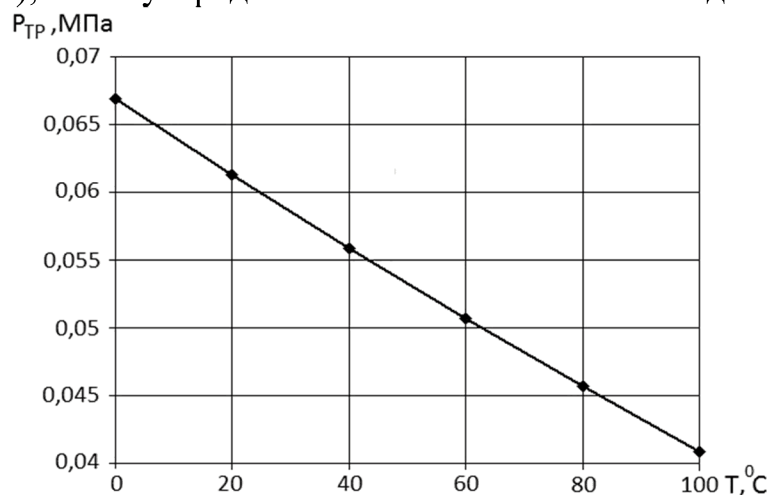


Рис. 3 – Зміна питомої сили тертя між шарами кристалу стеаринової кислоти в залежності від температури

Висновки

Отримані математичні моделі для визначення несучої здатності, сили когезії та тертя в шарах смектичного кристалу, поєднання яких дозволило удосконалити теорію молекулярної складової граничного тертя. Згідно розроблених моделей, смектичний кристал має високу несучу здатність та нижчу силу тертя, порівняно із нематичним кристалом. Наведені моделі можуть застосовуватися для визначення трибологічних характеристик інших жирних кислот та аналогічних речовин при додаванні їх в якості присадок до мастильних матеріалів.

Література

1. Ахматов А. С. Молекулярная физика граничного трения [Текст] / А. С. Ахматов. – М. : Физматгиз, 1963. – 472 с.
2. Voronin S.V. The research of tribological characteristics of smectic layer of boundary film / S.V. Voronin, V.O. Stefanov // Проблеми трибології. – 2014. – № 2(72). – С.58-64.

МАШИННИЙ КОНТРОЛЬ ЯК ФУНКЦІЯ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ПРОДУКТИВНОСТІ БУДІВЕЛЬНО-ДОРОЖНІХ МАШИН

Ігор Пімонов¹, Олександр Ярижко², Михайло Ткаченко³

¹Кандидат технічних наук, завідувач кафедри ЕВСБДМ, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна

²Кандидат технічних наук, доцент кафедри ЕВСБДМ, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна

³ Аспірант, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна

Сучасний технічний прогрес пов'язаний зі створенням складних машин, приладів і робочого устаткування, з постійним підвищенням вимог до показників їхньої якості, які характеризують довговічність, безвідмовність, ремонтпридатність, збережуваність, металомісткість, економічність, естетичність та ін., а також зі змінними режимами роботи та навантаження: збільшенням швидкостей, робочих температур. Це веде до виникнення нових науково-технічних проблем, розв'язання яких є умовою подальшого розвитку.

Машинний контроль будівельних і дорожніх машин базується на використанні датчиків, контролерів, алгоритмів штучного інтелекту (ШІ) або інших технологій, які автоматично відстежують процеси й приймають рішення без участі людини або з мінімальним її втручанням. Ці системи зазвичай інтегруються в пристрої, інструменти або програмне забезпечення. Організаційна і технічна реконструкція веде до інтенсифікації використання будівельної та дорожньої техніки.

В умовах майже відсутності вітчизняного виробництва будівельно-дорожніх машин формується тенденція збільшення потреби техніки в ремонті, сервісі, обслуговуванні та встановленні керуючих систем. Актуальною задачею є розробка методології обґрунтування керуючих впливів, спрямованих на забезпечення підвищення ефективності продуктивності будівельних і дорожніх машин.

Машинний контроль — це процес використання спеціальних технологій, інструментів і систем для автоматизованого відстеження, аналізу та управління процесами або діяльністю. Його застосовують у різних галузях, таких як виробництво, будівництво, транспорт, медицина та освіта. Завдяки машинному контролю можна досягти підвищення точності, ефективності та безпеки. Системи машинного контролю використовуються для точного вирівнювання ґрунту, укладання доріг, а також при керуванні екскаваторами, бульдозерами, катками та іншою технікою. GPS-контроль надає інформацію про місцезнаходження та висоту, що забезпечує максимальну точність при виконанні будівельних робіт. До основних компонент машинного контролю

слід віднести: датчики, які вимірюють різні фізичні параметри, такі як температура, тиск, висота, швидкість; контролери, які обробляють дані з датчиків і приймають рішення (наприклад, PLC — програмовані логічні контролери); програмне забезпечення в якому закладено алгоритми ІІІ, системи автоматизації, математичні моделі, які аналізують отримані дані; приводи та механізми, що забезпечують виконавчі механізми, які виконують команди (наприклад, гідромотор). До вагомих переваг машинного контролю слід віднести: підвищення точності - виключення людського фактора знижує кількість помилок; економія часу - автоматизація дозволяє виконувати задачі швидше, ніж це можливо вручну; покращення безпеки - застосування систем контролю зменшує ризики для працівників у небезпечних умовах; оптимізація ресурсів - завдяки точному управлінню зменшуються втрати матеріалів і енергії; можливість роботи цілодобово - машини працюють без перерв і не потребують відпочинку [1-3]. До недоліків машинного контролю слід віднести: висока вартість впровадження - закупівля обладнання, інтеграція систем і навчання персоналу потребують значних витрат; складність обслуговування - вимагається висококваліфікований персонал для налаштування та ремонту систем; залежність від технологій - помилки в програмному забезпеченні або збої в датчиках можуть призвести до порушення роботи; питання безпеки даних - потрібно забезпечувати захист систем від кібератак [4,5].

Проте, не зважаючи на недоліки машинний контроль поступово трансформує підходи до конструювання і експлуатації, роблячи процеси ефективнішими, безпечнішими та доступнішими. 2D та 3D позиціонування — це технології визначення місцезнаходження об'єктів, що використовують різну кількість вимірів для опису просторової координати [5-7].

2D-позиціонування дає змогу контролювати відносну висоту та нахили у двох напрямках відносно фактичної фізичної точки на місці. Моделі не мають прив'язки до глобальної системи координат. Розташування та напрямки X і Y встановлюється двовимірною машиною. 3D позиціонує вас за попередньо визначеною моделлю з абсолютним географічним положенням. І модель, і машина розміщуються в глобальній системі координат за допомогою GNSS (Глобальна навігаційна супутникова система), і потреба у рознесенні опорних точок на місці зменшується. Завдяки використанню будівельні компанії отримують можливість оптимізувати свої робочі процеси, підвищити продуктивність техніки та забезпечити високу якість виконання проектів при зниженні операційних витрат.

2D система. Це рішення дозволяє оператору керувати машиною вручну, орієнтуючись на вказівки з виносного дисплею або екрану панелі керування. Модернізація 2D системи до 3D вимагає встановлення додаткового обладнання, такого як кабелі, GNSS антени, приймач тощо. Хоча технічно можливо модернізувати базову 2D систему до повноцінної 3D системи, на сьогоднішній день така практика застосовується рідко. При цьому панель оператора залишається однаковою як для 2D, так і для 3D систем. Даний замовник спеціалізується переважно на наступних проектах: будівництво

приватних будинків з підключенням до існуючих каналізаційних мереж, спорудження господарських будівель та загонів для фермерських господарств і кінних ранчо, а також встановлення відкритих або закритих дренажних систем для лісових господарств. Крім того, виконуються різноманітні тимчасові роботи для муніципалітету, включаючи обслуговування систем централізованого опалення, сервісні роботи, заміну технічних колодязів та вирівнювання асфальтового покриття.

2D (3D-ready) система. Це також 2D система, проте вона постачається та встановлюється з повним комплектом кабелів, необхідних для 3D функціоналу. Система повністю підготовлена до використання з 3D можливостями. Для активації достатньо лише придбати відповідну ліцензію та підключити GNSS обладнання, після чого замовник зможе одразу розпочати роботу з розширеним функціоналом. Дане рішення є оптимальним вибором для клієнтів, яким наразі потрібна лише 2D система, але які розглядають можливість модернізації до 3D рішення в майбутньому. Для подальшого оновлення системи замовнику необхідно звернутися до локального дилера Leica Geosystems. Основна спеціалізація даного замовника охоплює роботу з власними проектами з освоєння територій, включаючи зняття родючого шару ґрунту, розширення вуличної мережі та каналізаційних систем для ділянок площею 10-40 лотів, прокладання кабельних мереж для освітлення та енергетичних вузлів. Компанія здійснює земляні роботи, не займаючись безпосередньо будівництвом споруд. Їхня діяльність зосереджена не на дорожньому будівництві, а на масштабних будівельних майданчиках. Замовник підтримує тісну співпрацю з геодезичними компаніями та фахівцями, хоча наразі не має власного відділу підготовки даних (проте розглядає таку можливість). Компанія також періодично надає свою техніку в оренду для більших проектів, де час від часу використовуються 3D системи.

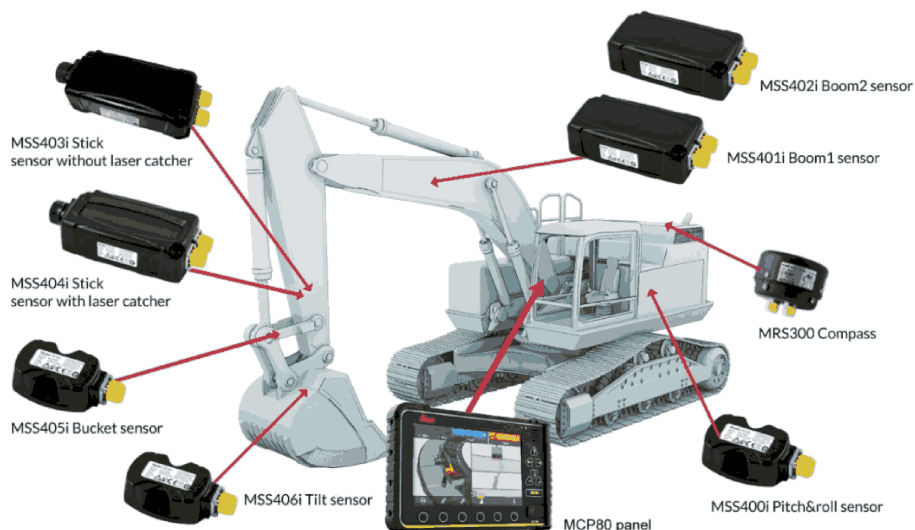


Рисунок 1 – Обладнання для керування машиною 2D

Характеристики 2D: відносна висота; орієнтована на машину; система координат не потрібна; потрібне введення оператором. Обладнання 2D складається з усього основного обладнання для керування машиною (рис.1).

[illegible][illegible]

80

3D система. Це повноцінне 3D рішення, що включає всі необхідні компоненти: кабелі, GNSS приймач, антени, а також повний комплект програмного забезпечення як для 2D, так і для 3D функціоналу. Дана система представляє собою найдосконаліше рішення для екскаваторів, що застосовується на будівельних майданчиках будь-якої складності, де потрібен тривимірний машинний контроль. Даний замовник спеціалізується на довгостроковій співпраці з великими будівельними компаніями в якості постійного субпідрядника, надаючи послуги з використання техніки разом з кваліфікованими операторами. Сфера діяльності охоплює масштабні інфраструктурні проекти, освоєння територій та будівництво велосипедних доріжок. Особливістю даного замовника є те, що генеральний підрядник має у своєму штаті досвідчених геодезистів та здійснює створення й підготовку моделей власними силами. В міських умовах використовується GNSS мережа з локальними базовими станціями, а за межами міста застосовуються корекційні сервіси на основі підписки. Власник техніки інвестує у повноцінне 3D рішення з метою забезпечення своєї конкурентоспроможності як надійного довгострокового партнера на ринку.

Характеристики 3D: географічне розташування; глобальне орієнтування; потрібні системи координат; потрібна кваліфікована 3D модель.

Компоненти системи 3D. 3D-обладнання використовується для отримання абсолютного положення верстата в реальному світі, а отже також положення точок інструменту. Це обладнання може базуватися на GNSS або TPS. GNSS включає (рис.4): GNSS приймач; GNSS антени; радіо/модем і антени. TPS включає: тахеометр; 360° призма; радіо-модем CR30S. Типові схеми підключення наведені на рис.5,6,7.

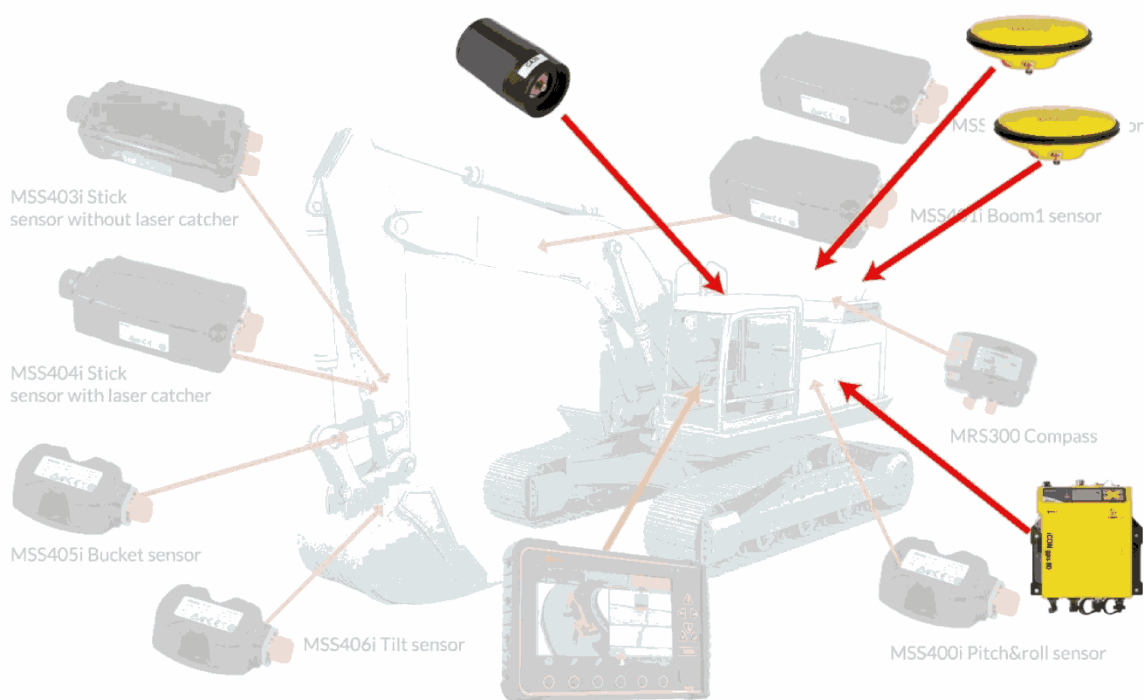


Рисунок 4 – Обладнання для керування машиною 3D

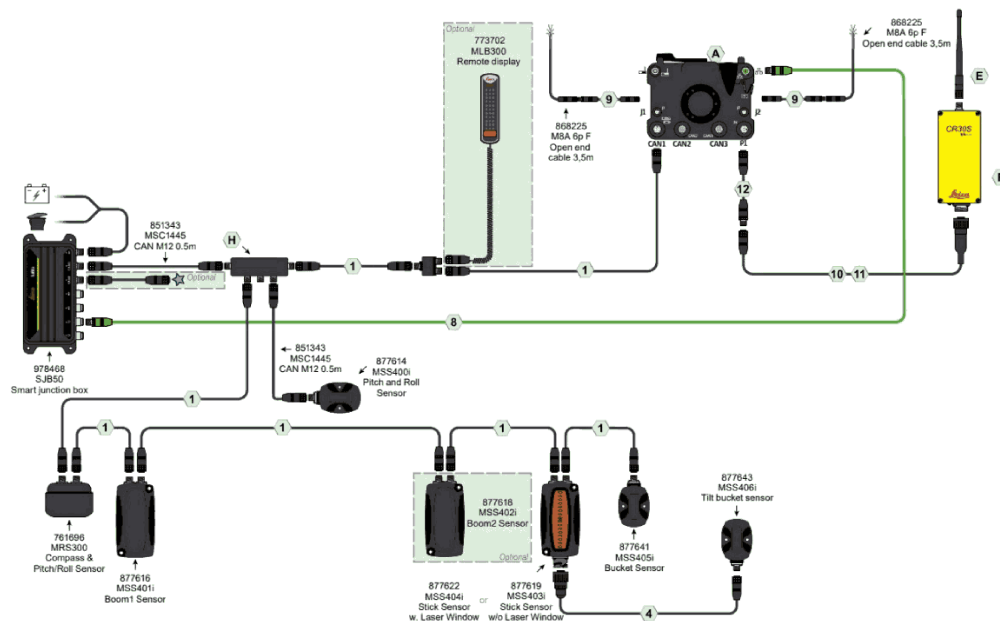


Рисунок 7 – Схема підключення iXE3 – TPS

Використання машинного контролю значно покращує якість експлуатації, роблячи їхню роботу надійнішою, ефективнішою та безпечнішою. Впровадження таких технологій вимагає початкових інвестицій, але швидко окупається завдяки збільшенню терміну служби обладнання, зниженню витрат на ремонт і обслуговування, а також підвищенню продуктивності. Оптимізація продуктивності включає різні параметри. Для аналізу та управління продуктивністю системи або обладнання можна використовувати такі узагальнені формули:

$$P = \frac{R}{C} \quad (1)$$

де: P - продуктивність (Performance), вимірюється в ефективності або виробленому обсязі на одиницю ресурсу;

R - результат (Result), наприклад, обсяг виконаної роботи, кількість вироблених одиниць продукції, виконані завдання;

C - витрати (Cost), що включають ресурси, такі як час, енергія, гроші, матеріали тощо.

$$P = \frac{Q}{T \cdot E} \quad (2)$$

де: Q - кількість виробленої продукції

T - час, витрачений на виробництво

E - витрати (Cost), що включають ресурси, такі як час, енергія, гроші, матеріали тощо.

Машинний контроль дає змогу: зменшити витрати завдяки зниженню споживання ресурсів, часу, пального, енергії; збільшити результат завдяки підвищенню ефективності роботи за допомогою точного управління і предиктивного обслуговування; максимізувати продуктивність завдяки

використанню даних для автоматичної оптимізації процесів. Крива (рис.8) показує, як продуктивність змінюється при збільшенні витрат. Хрестик - перетин позначає оптимальну точку, де витрати мінімальні, а продуктивність залишається високою. Пунктирна лінія: вказує на значення оптимальних витрат.

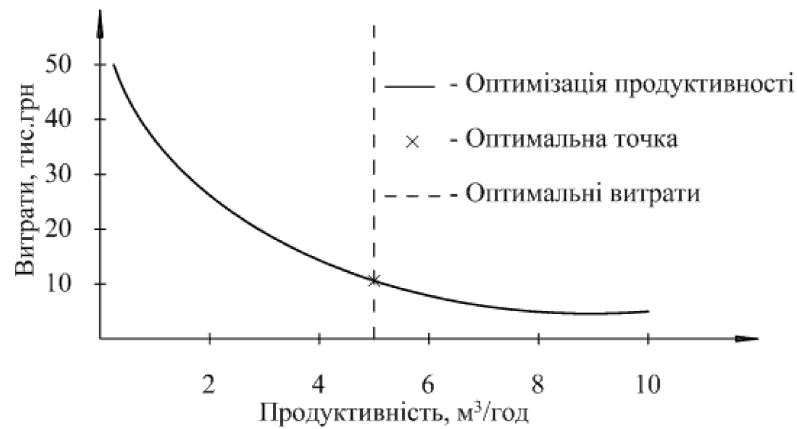


Рисунок 8 – Залежність витрат від продуктивності

На графіку показано залежність продуктивності (PP) від витрат (CC).

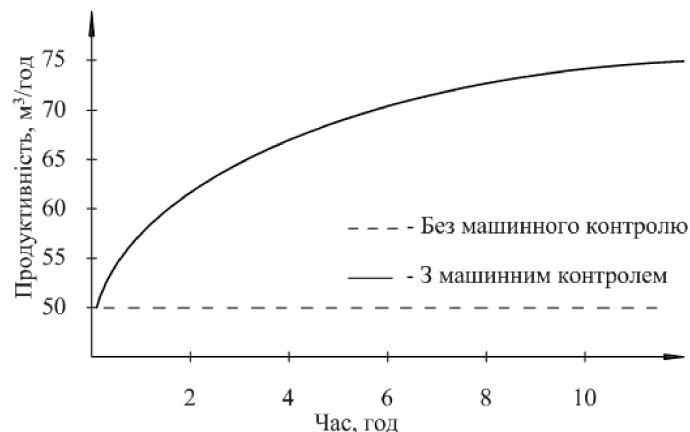


Рисунок 9 – Залежність продуктивності від часу

Графік (рис.9) ілюструє поступове поліпшення завдяки впровадженню сучасних технологій. Основні параметри технічного стану гідроприводу визначають його працездатність, надійність та ефективність.

За даними досліджень провідних виробників та наукових установ, впровадження комплексних систем керування дозволяє досягти наступних показників з економії палива на 10-15%; час виконання робіт: 20-25%; зношування обладнання - зменшення на 15-20%; підвищення продуктивності - Caterpillar Inc.: 32% (2020); Komatsu Ltd.: 35% (2021); Volvo CE: 30% (2022).

Висновки

Впровадження систем машинного контролю є ключовим чинником підвищення ефективності та продуктивності будівельно-дорожніх машин. Сучасні технології дозволяють не лише здійснювати моніторинг технічного стану машин у режимі реального часу, а й оптимізувати робочі процеси,

планувати технічне обслуговування та знижувати ризики аварійних зупинок. Використання автоматизованих систем моніторингу та машинного контролю (датчиків, контролерів) значно спрощує процес діагностики та управління. Своєчасний контроль діагностичних і структурних параметрів дає змогу підтримувати гідропривод і машину загалом в оптимальному працездатному стані, збільшувати термін його служби та мінімізувати простої. Оптимізація машинного контролю безпосередньо залежить від продуктивності машини: якісно налаштована система контролю дає змогу своєчасно виявляти й усувати відхилення, що веде до зниження часу простою, зменшення витрат на ремонт і підвищення ефективності роботи обладнання. Своєю чергою, висока продуктивність забезпечує точні дані для подальшої оптимізації контролю, створюючи замкнутий цикл постійного поліпшення роботи техніки. Це сприяє підвищенню конкурентоспроможності компаній на ринку та стабільності виробничих процесів.

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. Аврунін Г.А., Пімонов І.Г., Щербак О.В., Ярижко О.В., Мороз І.І. Аналіз сучасних технічних засобів для обслуговування аеродромів і літаків *Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього*. 2022. № 99. С. 34–41. DOI: <https://doi.org/10.30977/BUL.2219-5548.2022.99.0.34>
7. 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>

ПІДВИЩЕННЯ ЯКОСТІ РОБОТИ ГІДРОПРИВОДІВ БУДІВЕЛЬНИХ І ДОРОЖНІХ МАШИН ТЕРМОСТАБІЛІЗАЦІЄЮ РОБОЧОЇ РІДИНИ

Ігор Пімонов¹, Олександр Ярижко², Іван Глинський³, Даніїл Зозуля⁴

¹Кандидат технічних наук, завідувач кафедри ЕВСБДМ, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна

²Кандидат технічних наук, доцент кафедри ЕВСБДМ, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна

³Головний конструктор, АТ "Харківський машинобудівний завод "СВІТЛО ШАХТАРЯ"

⁴Здобувач, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна

В сучасному світі будівельні та дорожні машини є незамінним елементом інфраструктурних проєктів. Складні механізми відповідають за виконання всіх ключових робочих операцій — від підйому вантажів і копання ґрунту до точного маневрування та швидкої заміни робочих інструментів. Ефективність та надійність гідроприводів безпосередньо залежать від безлічі факторів, але одним із найбільш критичних є температурний режим робочої рідини. Відхилення від оптимальних температурних показників може ініціювати руйнівні процеси, що призводять до зниження продуктивності, підвищеного зносу компонентів і, як наслідок, до дорогого ремонту та простоїв.

Гідравлічна рідина виконує кілька критично важливих функцій у системі: вона передає енергію, забезпечує змащування рухомих частин, відводить тепло, захищає компоненти від корозії та допомагає видаляти забруднення [1]. Серед ключових властивостей, що визначають ефективність гідравлічної рідини є в'язкість. В'язкість характеризує опір рідини течії і безпосередньо впливає на її здатність ефективно змащувати компоненти та передавати тиск. Температура має прямий, обернено пропорційний вплив на в'язкість: при зростанні температури в'язкість рідини знижується [2]. Для опису стабільності в'язкості при зміні температури використовується поняття індексу в'язкості (ІВ). Рідини з високим ІВ краще зберігають свою в'язкість у широкому діапазоні температур, що досягається завдяки додаванню спеціальних присадок. Іншою важливою характеристикою є термічна стабільність — здатність рідини протистояти хімічній деградації під впливом високих температур. Синтетичні та водні гідравлічні рідини, як правило, мають вищу термічну стабільність порівняно з мінеральними, що робить їх кращим вибором для високотемпературних систем. Також критичними для безпечної та ефективної експлуатації є температура застигання, що особливо важливо для експлуатації в холодному кліматі, та температура спалаху, яка є ключовим показником безпеки.

Продуктивність гідравлічної системи суттєво знижується, коли температура робочої рідини виходить за межі оптимального діапазону. За результатами аналізу технічної інформації, цей діапазон зазвичай становить 40–70°C. Цей діапазон є компромісом, що забезпечує адекватне змащування компонентів, достатню рухомість для мінімального споживання енергії та загальну ефективність системи. Використання рідини з високим індексом в'язкості (ІВ) є одним із способів підтримання в'язкості у цьому діапазоні.

Таблиця 1

Вплив температури на властивості гідравлічної рідини

Параметр	Вплив низької температури (<40°C)	Вплив високої температури (>70°C)	Оптимальний стан
В'язкість	Надмірно зростає, викликаючи млявість та повільну роботу системи, збільшуючи енергоспоживання.	Різко падає, що призводить до недостатнього змащування, підвищеного тертя та зносу компонентів. ³	Підтримується в'язкість, що забезпечує ефективне змащування та мінімальний опір потоку.
Термічна стабільність	Не є проблемою.	Рідина починає окислюватися та деградувати, утворюючи шкідливі відкладення та скорочуючи термін служби.	Відсутність деградації, збереження хімічного складу рідини.
Ущільнення	Може втрачати еластичність, що збільшує ймовірність пошкодження при запуску.	Може руйнуватися, призводячи до витоків та падіння тиску.	Еластичність ущільнень зберігається, запобігаючи витокам.

Перегрів гідравлічної системи є однією з найсерйозніших проблем, що веде до руйнування ключових елементів. Коли температура перевищує оптимальні показники, відбувається різке падіння в'язкості оливи, що ставить під загрозу належне змащування рухомих деталей. Це призводить до підвищеного тертя, інтенсивного зносу та прискореного старіння компонентів [2]. Надмірне тепло також викликає термічну деградацію самої рідини, що

проявляється в її окисленні та утворенні абразивних і клейких відкладень, які осідають на поверхнях, погіршуючи потік і ще більше збільшуючи тертя. Окрім цього, висока температура руйнує еластомерні ущільнення в гідравлічних циліндрах та насосах, роблячи їх крихкими і спричиняючи внутрішні та зовнішні витоки. Витоки, в свою чергу, призводять до падіння тиску, зниження продуктивності та змушують насос працювати інтенсивніше, щоб підтримувати необхідний тиск. Це призводить до ще більшого виділення тепла, створюючи порочне коло перегріву та зносу, що неминуче веде до повного виходу системи з ладу.

Перегрів є найчастішою причиною відмов, проте надмірне охолодження також становить серйозну загрозу, особливо в холодних кліматичних умовах. При низьких температурах в'язкість гідравлічної рідини надмірно зростає, що робить її густою і повільною. Це ускладнює роботу насоса, викликає повільні рухи робочих органів і значно збільшує енергоспоживання машини. Такий стан, відомий як "холодний запуск", може призвести до кавітації в насосах та іншим пошкодженням через нестачу належного потоку рідини.

Таким чином, відсутність термостабілізації є не просто окремою несправністю, а пусковим механізмом для ланцюгової реакції несправностей [3]. Нехтування регулярним обслуговуванням, що включає, зокрема, очищення теплообмінників та заміну фільтрів, призводить до накопичення бруду і сміття, що знижує ефективність охолодження та ініціює згаданий вище цикл перегріву. Цей каскадний збій демонструє, що ігнорування одного аспекту - підтримання температури, може призвести до неминучої та дорогої поломки всієї гідравлічної системи.

Для боротьби з надмірним теплом в гідравлічних системах використовуються спеціальні теплообмінники, відомі як гідравлічні охолоджувачі. Ці пристрої розсіюють надлишкове тепло, що генерується під час роботи, запобігаючи деградації оливи та зносу компонентів. Існує два основні типи охолоджувачів: повітря-олива та вода-олива.

У промисловій будівельній техніці використовуються більш практичні та надійні рішення. Компанія Caterpillar, наприклад, застосовує опціональні гідравлічні вентилятори з автоматичним реверсом [4]. Ця технологія дозволяє вентилятору регулювати свою швидкість залежно від потреби в охолодженні, що не лише забезпечує оптимальний температурний режим, але й знижує навантаження на двигун та підвищує паливну ефективність. Функція автоматичного реверсу також дозволяє вентилятору періодично очищати вхідну решітку від сміття, що підтримує ефективність охолоджувача.

Для запобігання проблемам "холодного запуску" в умовах низьких температур застосовуються системи підігріву. Електричні занурювальні нагрівачі, які також називають нагрівачами гідравлічного бака, є ефективним та екологічно чистим рішенням для швидкого підігріву рідин та підтримання їх оптимальної в'язкості. Існують різні типи таких нагрівачів [5]:

- гвинтові нагрівачі: Компактні елементи, які вкручуються безпосередньо в стінку резервуара. Вони ідеально підходять для невеликих баків і застосувань, що вимагають точного контролю температури.

- накладні нагрівачі: Монтуються збоку на бак, що робить їх універсальним рішенням для великих резервуарів, де врізка в стінку є неможливою.

- фланцеві нагрівачі: Призначені для важких умов експлуатації, кріпляться до зовнішньої стінки бака болтами або зварюванням і можуть витримувати високі температури та тиск.

- циркуляційні нагрівачі: Встановлюються в трубопроводі, забезпечуючи захист від замерзання рідини в системі.

Використання електричних нагрівачів має значні переваги: вони безпечні (немає відкритого полум'я чи палива), що є критично важливим для транспортування небезпечних речовин, екологічно чисті та економічно вигідні, оскільки не потребують постійних витрат на паливо.

Сучасні виробники техніки переходять від простого, "реактивного" охолодження до проактивних стратегій термостабілізації. Прикладом такого підходу є гідравлічна система Positive Flow Control (PFC) на колісному навантажувачі Caterpillar 988H [4]. Ця технологія, розроблена для підвищення ефективності, продуктивності та швидкості робочих циклів. Вона досягає цього за рахунок використання одного електронно керованого, повністю змінного поршневого насоса. Ключова особливість цієї системи полягає в одночасному керуванні насосом і клапаном за допомогою інтегрованого соленоїда із системою зворотного зв'язку. Це забезпечує оптимальне керування насосом, завдяки чому потік гідравлічної рідини стає пропорційним ходу важеля керування. Такий підхід мінімізує генерацію тепла та підвищує загальну продуктивність. Система PFC надає кілька важливих переваг:

- зниження витрати палива — до п'яти відсотків.
- покращення відчуття та контролю від оператора під час роботи з ковшем.
- підвищення енергоефективності.
- зниження тепловиділення в системі.

Для додаткового керування температурою Caterpillar пропонує опціональний вентилятор з автоматичним реверсом, який автоматично регулює свою швидкість для оптимального охолодження. Це не лише знижує споживання потужності двигуном і витрату палива, але й забезпечує більше потужності для гідравліки та тяги на ободі колеса. Вентилятор може автоматично змінювати напрямок обертання через задані інтервали, щоб очистити вхідну решітку від сміття, або його можна увімкнути вручну з кабіни. Завдяки цьому, PFC система не лише покращує відгук та контроль оператора, але, що найважливіше, генерує менше системного тепла. Оптимізуючи роботу насоса та подачу потоку лише тоді, коли це необхідно, система забезпечує вищу енергоефективність, що призводить до

зниження споживання палива до 5 відсотків. Такий підхід демонструє, що термостабілізація є не лише питанням додавання охолоджувача, а глибокою інженерною концепцією, яка інтегрується в дизайн системи для мінімізації теплогенерації ще на етапі проєктування. Крім того, Caterpillar застосовує комплексний захист, ізолюючи гідравлічні шланги та електропроводку для захисту від екстремального зовнішнього тепла.

Підтримання оптимальної температури також залежить від правильного вибору робочої рідини. Виробники пропонують спеціалізовані склади, розроблені для конкретних умов. Наприклад, Caterpillar пропонує вогнестійку гідравлічну рідину EcoSafe, яка повністю сумісна з компонентами їхніх систем.⁹ Використання такої рідини є частиною стратегії захисту та оптимізації роботи, особливо в умовах, де існує ризик займання.

Підтримка чистоти та належного стану гідравлічної системи є критично важливою для ефективної термостабілізації. Як показує аналіз, нехтування технічним обслуговуванням може призвести до засмічення фільтрів та теплообмінників, що зменшує їх ефективність і запускає згадане вище порочне коло перегріву. Ключові процедури обслуговування включають:

- регулярний аналіз рідини: Це дозволяє виявити ранні ознаки окислення та забруднення, що є індикаторами термічної деградації, до того, як вони спричинять серйозні пошкодження.

- своєчасна заміна фільтрів: Забезпечення чистоти фільтрів є життєво важливим, оскільки вони запобігають циркуляції забруднень, що можуть спричинити знос. Дослідження показують, що фільтри з високою здатністю до утримання забруднень можуть подовжити термін служби гідравлічних компонентів на 40%.

- очищення теплообмінників: Підтримання чистоти зовнішніх та внутрішніх поверхонь охолоджувачів забезпечує їх здатність ефективно розсіювати тепло.

Взаємозв'язок між обслуговуванням, температурою та ресурсом компонентів є прямим. Підтримання оптимальної температури за допомогою охолоджувача подовжує термін служби компонентів. Регулярна заміна фільтрів, у свою чергу, запобігає впливу іншого руйнівного фактора — забруднення. Таким чином, технічне обслуговування не є другорядним процесом, а є невід'ємною частиною стратегії термостабілізації, що безпосередньо впливає на довговічність і надійність обладнання.

Інвестиції в термостабілізацію є економічно вигідною стратегією, що приносить значні переваги протягом усього життєвого циклу обладнання (таблиця 2).

Аналіз показує, що термостабілізація є не лише технічною необхідністю, а й економічно обґрунтованою стратегією. Загальні заяви про "зниження витрат" або "подовження терміну служби" підтверджуються конкретними цифрами, що робить цей підхід вигідним протягом усього періоду експлуатації машини.

Ключові переваги підтримання оптимальної температури

Перевага	Опис	Економічний ефект
Підвищення продуктивності	Робота в оптимальному температурному діапазоні забезпечує стабільний потік і тиск, що призводить до ефективної роботи системи. ³	Зниження споживання палива до 5% завдяки зменшенню теплогенерації. ⁹
Подовження терміну служби компонентів	Оптимальна температура запобігає прискореному зносу, деградації рідини та пошкодженню ущільнень. ⁶	Фільтри, які ефективно утримують забруднення, подовжують термін служби компонентів до 40%. ¹²
Зниження експлуатаційних витрат	Запобігає поломкам, витокам та дорогому ремонту, пов'язаному з перегрівом системи. ³	Мінімізація простоїв, що є найдорожчим аспектом експлуатації техніки. ³
Енергоефективність	Робота рідини при оптимальній в'язкості знижує енергію, необхідну для її прокачування системою. ³	Збільшення потужності, доступної для виконання роботи. ⁹

Термостабілізація робочої рідини є багатогранною проблемою, що вимагає комплексного підходу для забезпечення надійності та довговічності гідроприводів будівельних і дорожніх машин. Проблема не обмежується лише високими температурами, але також включає ризики, пов'язані з надмірним охолодженням. Управління температурою — це не лише реактивне розсіювання тепла, але й проактивне запобігання його генерації та забезпечення стабільності рідини в екстремальних умовах.

За результатами проведеного аналізу, для підвищення якості роботи гідроприводів рекомендується:

1. Використовувати якісні гідравлічні рідини з високим індексом в'язкості та відповідними присадками, що відповідають умовам експлуатації.
2. Забезпечити регулярний моніторинг температури та стану рідини для своєчасного виявлення ознак деградації та забруднення.

3. Впровадити графіки профілактичного обслуговування, що включають обов'язкову заміну фільтрів та очищення теплообмінників для підтримки їхньої максимальної ефективності.

4. Застосовувати відповідні інженерні рішення: використовувати системи охолодження для запобігання перегріву та системи підігріву для роботи в холодному кліматі.

5. Розглядати впровадження новітніх гідравлічних систем (наприклад, з технологією PFC), які оптимізують енергоспоживання та мінімізують теплогенерацію вже на етапі роботи.

Комплексний підхід до термостабілізації, що поєднує вибір правильної рідини, використання інноваційних технологій та відповідальне технічне обслуговування, дозволяє не лише значно підвищити продуктивність і надійність обладнання, але й суттєво зменшити експлуатаційні витрати.

Література

1. What is hydraulic fluid and why is it important? URL: <https://tameson.com/pages/what-is-hydraulic-fluid>

2. How hydraulic system maintenance manages temperature and performance URL: <https://brodahose.com.au/how-hydraulic-system-maintenance-manages-temperature-and-performance/>

3. Топ-10 запчастин для екскаваторів O&K, які найчастіше замінюють URL: <https://www.ynfmachinery.com/uk/top-10-replaced-o-k-excavator-parts/>

4. Cat 988H steel mill arrangement large wheel loaders URL: <https://h-cpc.cat.com/cmms/v2?&f=product&it=product&cid=406&lid=en&sc=R160&gid=324&pid=18264246&nc=1>

5. Immersion Heaters: how they're used for mobile equipment | URL: <https://polarmobility.com/blog/immersion-heaters-how-theyre-used-for-mobile-equipment/>

КОМБІНОВАНИЙ МЕТОД ФОРМУВАННЯ ГОРИЗОНТАЛЬНО СПРЯМОВАНОЇ СВЕРДЛОВИНИ ПРИ БЕЗТРАНШЕЙНОМУ ПРОКЛАДАННІ ЛІНІЙНО ПРОТЯЖНИХ ОБ'ЄКТІВ

Володимир Супонєв¹, Артем Костюк²

¹Доктор технічних наук, професор кафедри ЕВСБДМ, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна

²Аспірант кафедри ЕВСБДМ, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна

Сучасні безтраншейні технології прокладання інженерних комунікацій базуються на утворенні горизонтально спрямованих свердловин в ґрунті. Процес формування свердловин може відбуватися шляхом радіального ущільнення ґрунту при статичному або динамічному просуванні в ньому робочого обладнання конічно-циліндричної форми, або шляхом буріння ґрунту з наступним видаленням його на зовні.

Одним із напрямів удосконалення технології безтраншейного прокладання лінійно-протяжних підземних комунікацій з пропонується комбінація методів глибокого різання ґрунту та його розбурюванням.

Ефективність методу прокладання лінійно-протяжних об'єктів за допомогою спеціальних машин з ножовим робочим органом для створення глибокої щілини в ґрунті розглянуто в роботах [1, 2].

В роботах [3, 4] були встановлені розрахункові залежності для визначення зусиль опору прокладанню комунікацій ножовим робочим органом, які показали необхідність додавати значні зусилля для подолання опору різання ґрунту.

Комбіновані методи розробки ґрунту розглядаються в наступних дослідженнях [5, 6]. Але комбінацію методів різання ґрунту та формування свердловини шляхом її буріння з відомих джерел не було виявлено.

Видалення ґрунту на зовні як звичай відбувається за допомогою потоку бурового розчину із зони руйнування у ємність для відстоювання його уламків [7, 8]. Але цей процес відбувається з витратами дорогої бентонітової суміші, яка у загальному об'ємі досягає 40-50%.

Проведеними дослідженнями надається обґрунтування можливості видалення зруйнованого ґрунту із зони його різання на зовні використанням пневматичного транспорту.

Схема формування горизонтально спрямованої свердловини трубозаглиблювачем з ножобуровим робочим обладнанням з пневматичним висмоктуванням уламків ґрунту демонструється на рисунку 1.

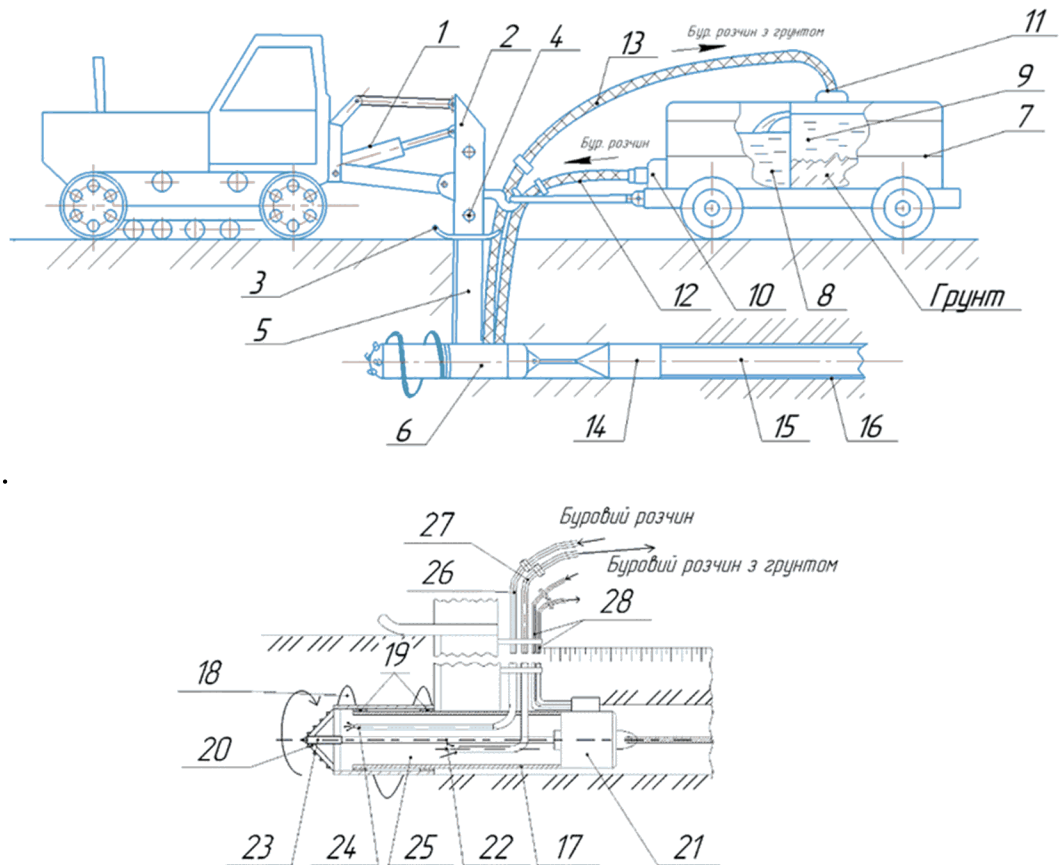


Рис. 1 - Принцип роботи трубозаглиблювача для безтраншейного прокладання лінійно протяжних комунікаційних об'єктів з ножобуровим робочим обладнанням з пневматичним транспортуванням уламків ґрунту на зовні

Ножобуровий трубозаглиблювач (див. рис.1) являє собою навісне обладнання на базовий трактор (1), який призначений для формування в ґрунті горизонтально спрямованої свердловини (2) та протягування крізь неї трубопровідної пліти (3). Обладнання складається з трьох робочих органів, які являють собою комплексну розробку ґрунту. Це ножовий робочий орган (4), який прорізає ґрунт до потрібної відмітки по глибині та бурова головка (5), яка розробляє свердловину потрібного розміру та обладнанням (6) для захвату труби. Видалення уламків ґрунту відбувається пневматичним транспортуванням через патрубок (7) вакуумною установкою (8).

Суть даного методу полягає в утворенні свердловини буровою головкою на глибині, яка задається положенням ножового робочого органу відносно поверхні ґрунту. Зруйнований ґрунт при цьому виноситься на поверхню відсмоктуванням його уламків та подальшого їх пневматичного транспортування на зовні.

Задаючи певні значення швидкості подачі різального інструменту та його обертання, а також кількість та розмір ріжучих елементів можна задавати розміри зруйнованих частинок ґрунту. Відповідно від цих розмірів залежить вибір параметрів пневмотранспортної установки, що забезпечує ефективність очищення свердловини.

Розрахунками було встановлено залежність швидкості повітряного потоку від розміру частинок, що транспортуються. У графічному вигляді для уламків з розміром 40 мм при питомій вазі ґрунтових частинок $\gamma=2,2\text{т/м}^3$ ця залежність має вигляд, представлений на рисунку 2.

Як видно з графіка, оптимальний розмір для транспортування знаходиться в межах від 20 до 30мм. Подальше збільшення розміру частинок веде до значного збільшення швидкості потоку повітря транспортування матеріалу.

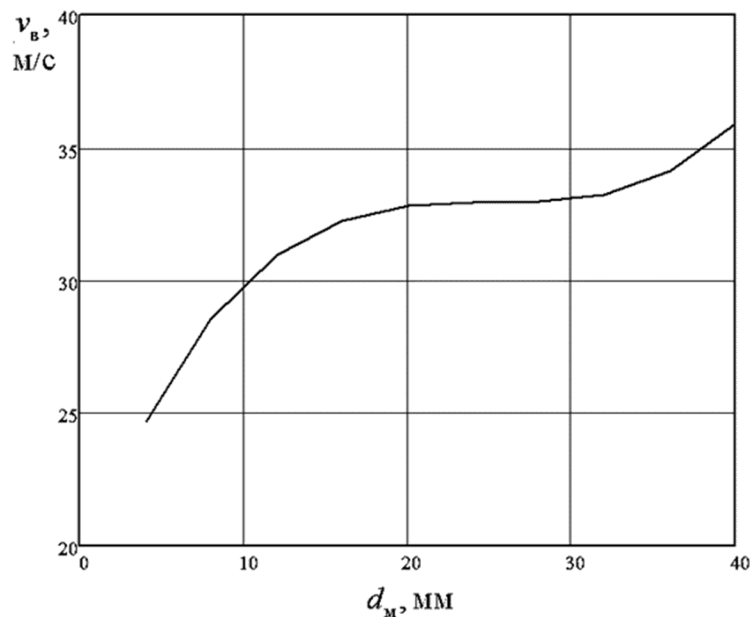


Рис. 2 - Залежність швидкості потоку повітря від розміру частинок

Також розрахунками було встановлено витрати повітря залежно від розміру частинок ґрунту, який транспортується. У графічному вигляді залежність має вигляд, який наведено на рисунку 3.

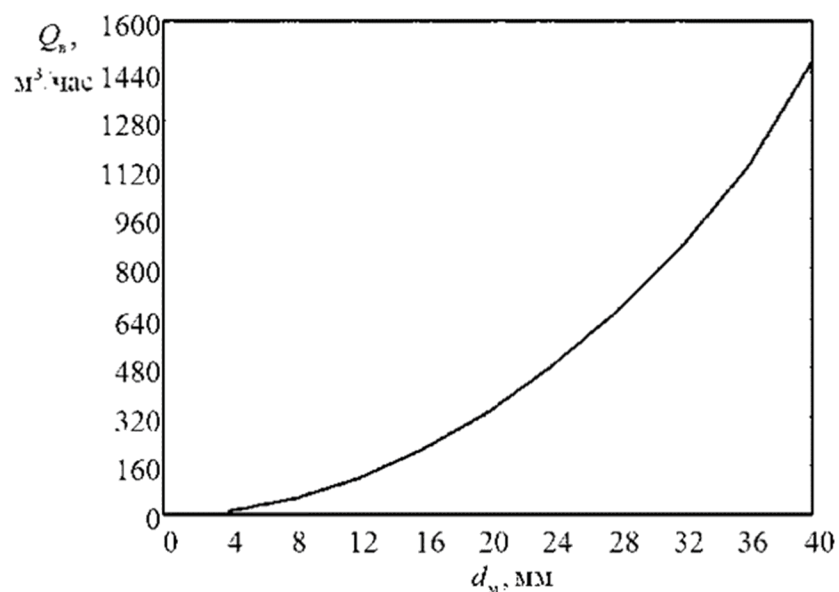


Рис. 3 - Залежність витрати повітря від розміру матеріалу, що транспортується

З графіка видно, що збільшення розміру частинок призводить до збільшення витрати повітря за квадратичною залежністю. Так, за розміру транспортованих частинок розміром до 20 мм витрата повітря дорівнює 320 м³/год, а за розміру частинки 30 мм витрата повітря дорівнюватиме близько 800 м³/год.

У результаті проведених досліджень встановлено, що одним із способів підвищення ефективності розробки свердловин, що працюють за комбінованим методом розробки горизонтальних свердловин, може бути досягнуто за рахунок руйнування ґрунту буровою голівкою до потрібного розміру з наступним видаленням часток зі свердловини пневматичними установками та просування її у ґрунті за допомогою ножового робочого органа і гвинтового загвинчування бурової голівки в ґрунт. Так, наприклад, якщо розміри частинок будуть у межах 20 мм, то знадобиться установка з максимальною витратою повітря до 570 м³/год. А для частинок розміром 40 мм знадобиться установка з витратою повітря до 1140 м³/год.

Література

1. Rudnev V.K., Suponiyv V.N., Saenko N.V. at all. Soil thrust boring plant of static action with ring spacers of horizontal wells. Magazine of Civil Engineering. 2015. №2. С. 100–107.
2. S. Kravets, V. Suponyev, A. Goponov, S. Kovalevskyi, A. Koval Determination efficient operating modes and sizes of blades for multi-scraper trench excavators. Восточно-Европейский журнал передових технологій. 2020. № 4/1(16). С. 23–28.
3. Косяк О.В., Гапонов О.О., Пухтаєвич О.Г. Передумови створення критичноглибинних режимів роботи багатоскребкових ланцюгових траншейних екскаваторів. Будівництво. Матеріалознавство. Машинобудування. Серія: Подйомно-трансп., будівельні., дор. машини і облад., вип. 103, 2018, с.145-151.
4. Мусійко В.Д., Коваль А.Б. Визначення силового навантаження базового шасі універсальної землерийної машини з віяльно-поступальною подачею її робочого обладнання на забій. Будівництво. Матеріалознавство. Машинобудування. Серія: Подйомно-трансп., будівельні., дор. машини і облад. Дніпропетровськ: ПГСА, 2014. Вип. 79. С. 133
5. Кравець С.В. Ґрунтозахисні та енергозберігаючі машини (Основи теорії, проектування та створення). Рівне: РДТУ, 1999. 277с.
6. Проць Я.І., В.Б.Савків, О.К.Шкодовський, О.Л.Ляшко. Автоматизація виробничих процесів. Навчальний посібник. Тернополь: НТУ, 2011. 217с.
7. В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич., Човнюк Ю.В., І.О. Кадикало Динаміка й оптимізація підйомно-транспортних машин. Монографія. К.: ЦП „КОМПРІНТ“, 2019. 292 с.

ПОШУКОВІ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВІБРАЦІЙНИХ КОЛИВАНЬ НОЖОВОГО ТРУБОЗАГЛИБЛЮВАЧА ВІД ЕНЕРГІЇ КАВІТАЦІЇ

Володимир Супонєв¹, Віталій Рагулін², Євгеній Макопук³

¹Доктор технічних наук, професор кафедри ЕВСБДМ, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна

²Кандидат технічних наук, доцент кафедри БДМ, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна

³Аспірант кафедри ЕВСБДМ, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна

Безтраншейне прокладання лінійно протяжних об'єктів, таких як газопроводи, електричні кабелі, дренажі, трубопроводи та каналізації застосовується спеціальними землерийними машинами в основі яких покладено утворення в ґрунті глибокої щілини ножовими робочими органами. Цей процес вимагає значних тяглових зусиль. Відомо, що для його зниження використовують різні способи інтенсифікації.

З різних джерел відомо [1-4] відомо, що удосконалення процесу створення лінійно-протяжних порожнин в ґрунті надають можливість підвищити підвищення продуктивності за рахунок використання менш енергоємних технологій розробки ґрунту робочим обладнанням машин ножового типу. З аналізу безтраншейних технологій для прокладання трубопроводів, кабелів та ліній зв'язку [5] було визначені розрахунки для визначення зусиль опору прокладанню комунікацій, які витрачаються на ущільнення ґрунту та створювання за рахунок цього глибокої щілини.

Процес інтенсифікації глибокого різання ґрунту при безтраншейному прокладанні дренажних систем для меліорації було розглянуто в роботі [6]. Встановлено, що збільшення критичної глибини різання ґрунту багаторушним ножом та при глибині різання до 1,2 м з шириною ножа досягає 40%.

Дослідженнями [7] встановлено, що найефективнішим методом інтенсифікації є використання вібрації робочих органів. Були отримані залежності впливу на ефективність зниження тягового зусилля таких чинників як швидкість різання амплітуда і частота коливань. При цьому виявлено зростання ефекту використання від частоти коливального процесу і зниження цього впливу при збільшенні швидкості різання. Максимальне зниження зусилля копання досягає 90%, що підтверджується експериментальними дослідженнями в експериментальних умовах. А саме, застосування віброударних коливань вертикального ножа при глибині копання до 2 м для натурних робочих органів дають ще вищий ефект (60 – 95 %), тоді як тільки вібраційний режим коливань дозволяє понизити тягове зусилля машини тільки на 35 – 48 %.

Детальніше дослідження впливу вібрації на процес різання вертикальними плоскими ножами кабелеукладачів було проведене в роботі [8]. Вібруючі ножі здійснювали як вертикальні або подовжні коливання, так і складніші – циркуляційні (тобто одночасне переміщення кромки ножа в подовжній і поперечній площині). В ході експериментальних досліджень встановлено, що застосування вібрації дає можливість понизити тягове зусилля: при вертикальних коливаннях – до 2,22 рази; при подовжніх коливаннях – до 8,83 рази; при циркуляційних коливаннях – до 11,5 рази.

При цьому ефект вібрації у всіх розглянутих випадках збільшується з підвищення частоти і амплітуди вимушених коливань. Загальна енергоємність щілеутворення вертикальним ножом при цьому декілька перевищує енергоємність статичного різання ґрунту.

Проведеними раніш дослідженнями не було розглянуто спосіб коливання робочого органу від енергії кавітації, що утворюється потоку гідравлічної рідини гідросистеми базової машини під час її протікання через дросельний пристрій. Ця вібрація ще відома, як ефект кавітації.

Метою проведених досліджень було отримання рекомендацій для зниження витрат на прокладання підземних інженерних комунікацій за допомогою віброножового робочого органу, шляхом підвищення продуктивності та зниження енерговитрат при глибокому різанні ґрунту.

Принципова відмінність віброножового робочого обладнання трубопоглиблювача з гідроприводом від обладнання з механічним приводом полягає в тому, що ефект вібрації в цьому випадку досягається за рахунок передачі енергії потоку гідравлічної рідини системи високого тиску базової машини через спеціальний генератор коливань, встановлений на ножовому робочому органі безпосередньо в зоні закритичного різання ґрунту, де, як відомо [4], виникають найбільші сили опору.

План і програма пошукових експериментів полягає в наступному.

Для вирішення вищевказаної мети на першому етапі досліджень було поставлено завдання отримання процесу коливань ножового робочого органу від потоку рідини високого тиску через вбудований у ньому дросельний генератор. Реалізація завдання вимагала розроблення і створення спеціального стенду для імітації процесу вібрації та модель ножового робочого органу з вбудованим у ньому гідравлічним віброгенератором (рис. 1).

Модель віброножу являє собою загострену ножову стойку робочого органу з тильного боку якої жорстко приварено сталеву ділянку трубопроводу, в якому вбудовано спеціально розроблений дросельний генератор коливань. Кінці сталевої ділянки трубопроводу мають вхідний і вихідний штуцер для приєднання до них гідравлічних шлангів. Масштаб моделі було обрано 1:7, що відповідає реальним розмірам відомих машин для прокладання кабельних ліній зв'язку, дренажних систем та інших інженерних комунікацій у ґрунт на глибину понад 1 метр.



Рис. 1 - Модель ножового робочого органу із генератором дросельних коливань

Для створення потоку гідравлічної рідини високого тиску через віброніж було використано випробувальну гідростанцію «УГ48-3М161Е-02». До складу схеми входять: 1-віброніж; 2-гідронасос; 3-запобіжний клапан; 4-витратомір; 5-манометр; 6-гідробак. За допомогою дроселів 4 і 3 регулюється вхідний і вихідний тиск в системі. Дроселем 4 регулюється вхідний тиск P_0 , а дроселем 3 – вихідний тиск P_1 . Дроселем 4 підтримувався тиск в системі 3 МПа, а дроселем 4 мінявся вихідний тиск від 0 до 1,75 МПа. Тобто відкриваючи дросель 3 доводилося прикривати дросель 4, тим самим і забезпечувався постійний тиск в системі 3 МПа. Регулювання подачі робочої рідини здійснюється наявними на стенді голчастими кранами.

Для заміру параметрів вібрації на ножовому робочому органі було спеціально створено установку (рис.3). Результати стендових досліджень дозволять напрацювати рекомендації по призначенню меж тиску у гідросистемі, яка необхідна для організації експериментальних досліджень віброножу в умовах ґрунтового каналу.

При визначенні віброприскорень в різних частинах ножа була вибрана наступна схема розташування точок вимірів (рис. 4). У точці a_y – фіксуються вертикальні віброприскорення; у точках a_{x1} і a_{x2} – горизонтальні віброприскорення відповідно у нижній і верхній частині ножа; а в точці

a_z – поперечні віброприскорення. Процес проведення вимірів віброприскорень в намічених точках ножа показаний на фотографії.

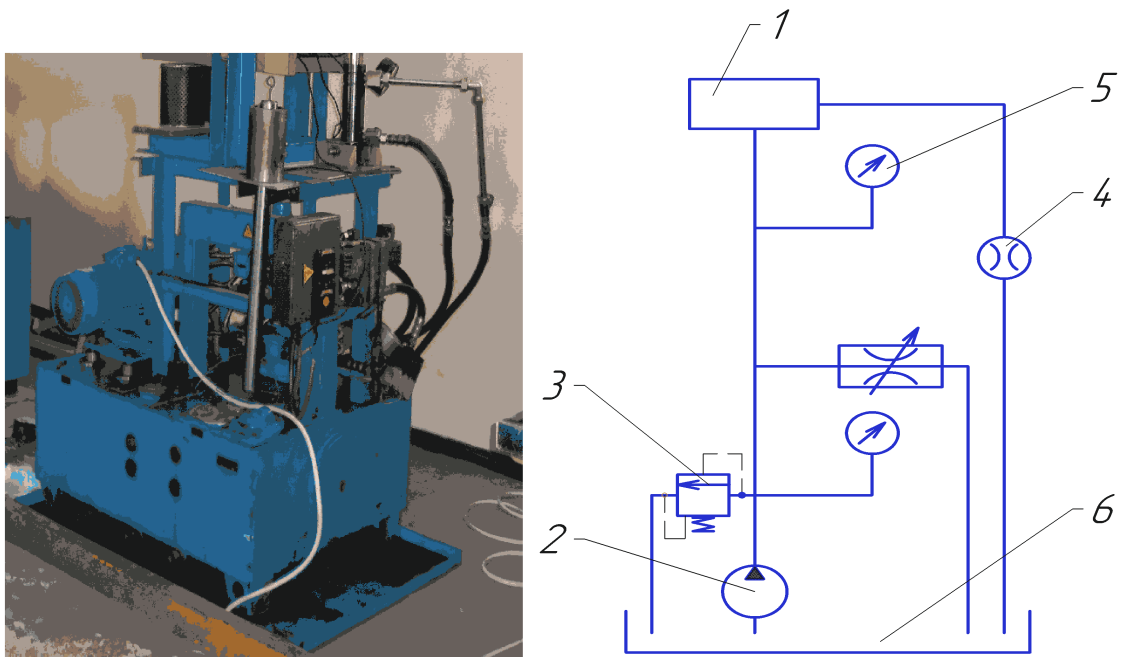


Рис. 2 - Гідравлічна станція «УГ48-3М161Е-02» та схема підключення її до ножа

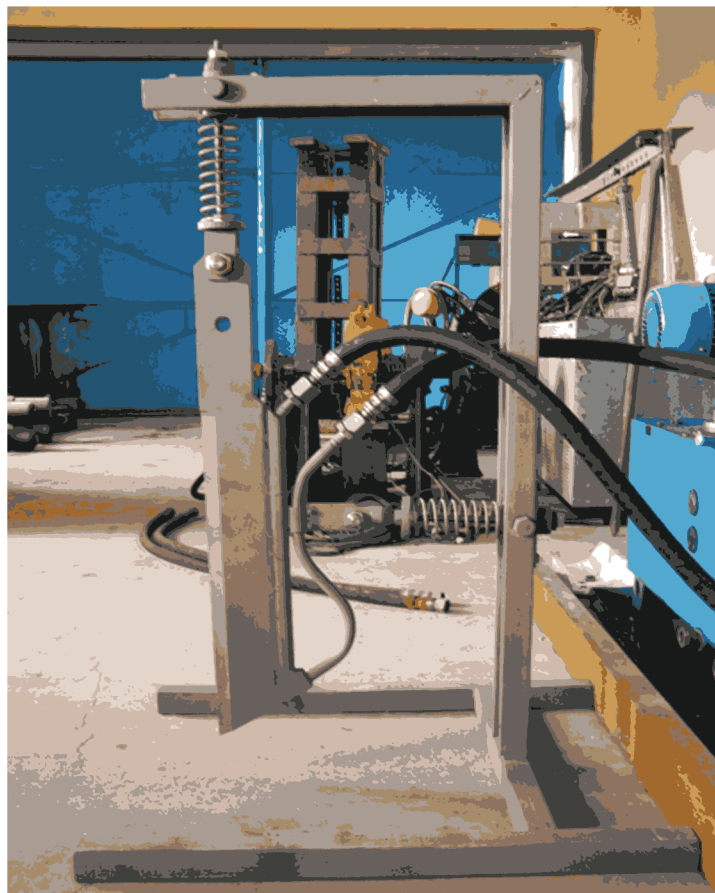


Рис. 3 - Стенд для визначення коливальних рухів ножа

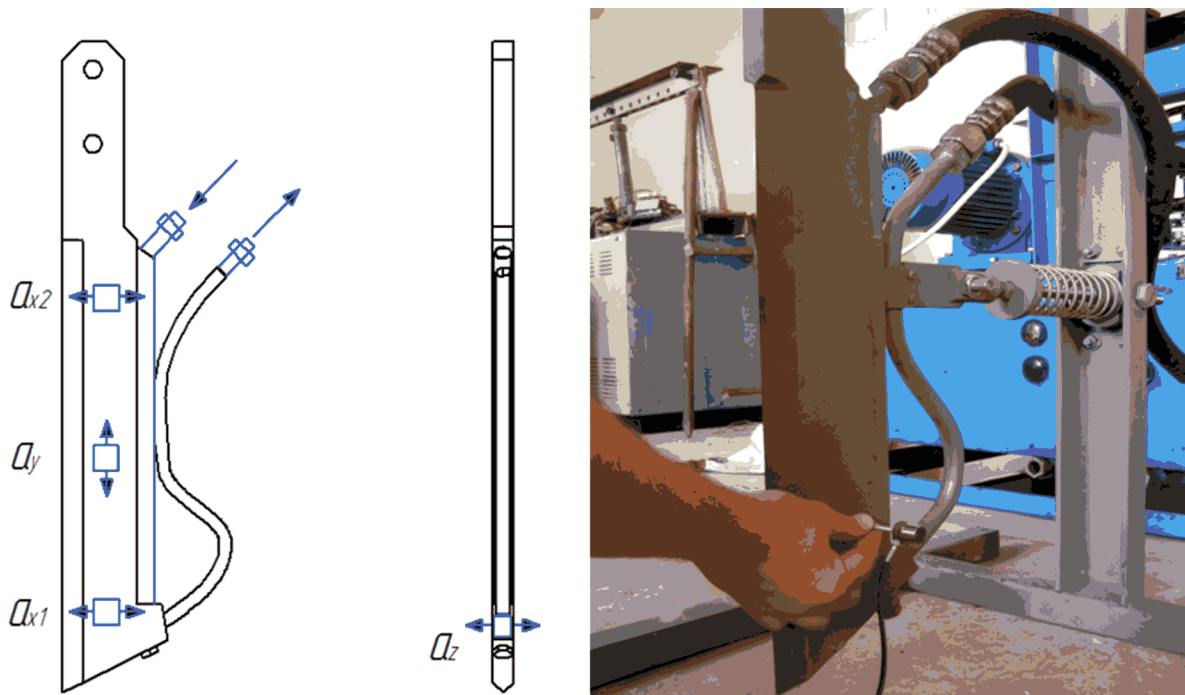


Рис. 4 - Схема розташування точок вимірів та процес вимірювання

Виміри здійснювалися за допомогою спеціального приладу ВШВ-003-М2 (вимірювач шуму і вібрації). Цей прилад призначений для вимірювання рівня звукового тиску в діапазоні частот від 2 Гц до 18 кГц, середніх квадратичних значень віброприскорення і віброшвидкості. У ВШВ-003-М2 використовується принцип перетворення звукових і механічних коливань досліджуваних об'єктів в пропорційних їм електричні сигнали, які потім посилюються, перетворюються і вимірюються.

Еквівалент віброперетворювача призначений для електричного калібрування і безпосередньо для роботи при вимірюванні віброприскорення і віброшвидкості. Еквівалент віброперетворювача виконаний в металевому циліндровому корпусі, усередині якого є конденсатор ємністю 1000 пФ, рівний еквівалентній ємності віброперетворювачів ДН-3-М1, і ДН-4-М1.

Передпідсилювач ВПМ-101 призначений для узгодження високоомного опору капсуля з вхідним опором вимірювального приладу. Передпідсилювач ВПМ-101 виконаний в герметичному корпусі.

Зміна тиску в системі регулювалася за допомогою дроселів (рис. 6) які розташовані на насосній станції.

Виміри параметрів віброприскорень ножа здійснювалися за допомогою приладу ВШВ-003-М2 в нижній, верхній і середній зоні різання ґрунту в подовжньому і поперечному напрямках, як показано на схемі (рис. 4).

В ході експерименту були отримані наступні дані, котрі розміщені у таблиці 1.

Зміна величини віброприскорення у вказаних точках залежно від тиску гідравлічної рідини на виході зображена на графіці (рис. 5). З графіка видно, що оптимальні значення віброколивань виникають в діапазоні тиску 0,3 МПа÷0,6 МПа.

Таблиця 1

Результати вимірювань

№ п.п.	P_0 , МПа	P_1 , МПа	a_{x1} , м/с ²	a_{x2} , м/с ²	a_y , м/с ²	a_z , м/с ²
1	3,0	0	5800	6000	5800	6000
2	3,0	0,21	15400	16000	7700	8000
3	3,0	0,36	19200	20000	19200	16000
4	3,0	0,56	19200	16000	19200	16000
5	3,0	0,76	15400	16000	19200	16000
6	3,0	1,00	15400	16000	17300	16000
7	3,0	1,22	11500	14000	12300	12000
8	3,0	1,46	6900	10000	9600	7200
9	3,0	1,75	2300	4000	5800	4000

Проведення пошукових досліджень по запропонованій методиці досліджень надало можливість отримати уявлення про закономірності процесу утворення коливальних рухів ножового робочого органу трубозаглиблювача від кавітації гідравлічної рідини під високим тиском через встановлений дросельний прилад на ножовій стойці.

Залежність значень віброприскорень від тиску на виході системи

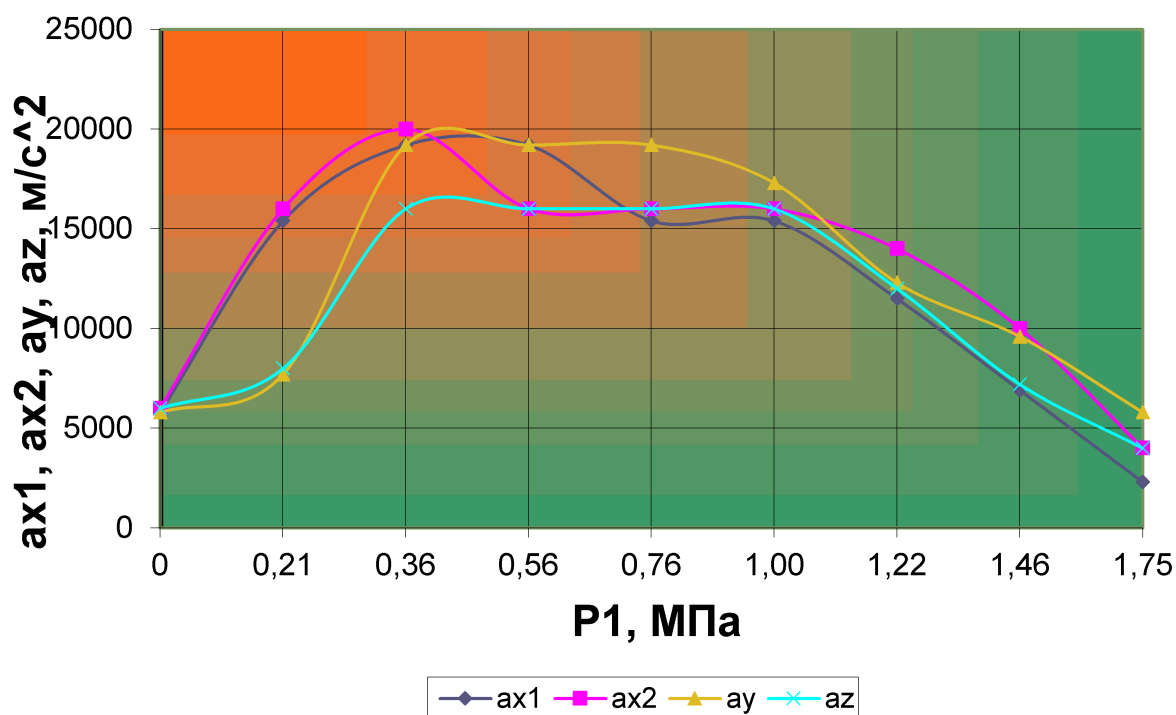


Рис. 5 - Графік залежності віброприскорень від тиску на виході системі

Отримані результати експерименту дозволили оцінити вплив зміни тиску на виході гідросистеми на значення віброприскорень в різних точках ножа. І визначити діапазон тиску, при якому віброприскорення у всіх вимірюваних точках матимуть максимальне значення. У даному експерименті цей діапазон складає 0,3 МПа – 0,6 МПа.

Отримані результати можуть бути покладені в основу математичних залежностей для визначення сил опору різання ґрунту та отримати практичні рекомендації по створенню віброножових машин для прокладання інженерних комунікацій.

Література

1. Ткачук М.М., Филипчук В.Л., Якимчук Б.Н. Будівництво зовнішніх мереж і монтаж санітарно-технічного обладнання будівель: Навчальний посібник. Рівне: НУВГП, 2013. 391 с.
2. Rudnev V.K., Suponiyv V.N., Saenko N.V. at all. Soil thrust boring plant of static action with ring spacers of horizontal wells. Magazine of Civil Engineering. 2015. №2. С. 100–107.
3. Kravets S., Suponyev V., Goponov A., Koval A., Kovalevskiy S. Determining efficient operating modes and sizes of blades for multi-scraper trench excavators Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. Kharkiv. 2020. Vol. 4, №1 (106), P.23-28. - ISSN 1729-3774 (SCOPUS).
6. Хмара Л.А., Кравець С.В., Скоблюк М.П. и др. Машины для земляных работ: учебник; за заг. ред. д.т.н., проф. Л.А. Хмари та д.т.н., проф. С.В. Кравця. Х.: ХНАДУ, 2014. 548 с.
7. Кравець С.В., Кованько В.В., Лук'янчук О.П. Наукові основи створення землерійно-ярусних машин і підземно рухомих пристроїв: Монографія Рівне: НУВГП, 2015 319 с.
8. Кравець С.В., Скоблюк М.П., Стіньо О.В., Зоря Р.В. Критичноглибинні двоярусні ґрунторозпушувачі: Монографія За загальною редакцією С.В. Кравця. Рівне: НУВГП, 2018 235 с.

СУЧАСНИЙ СТАН І ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЗАХИСНОЇ СИСТЕМИ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ КРАНІВ

Олег Іваненко¹, Заур Мусаєв²

¹Кандидат технічних наук, доцент кафедри ЕВСБДМ Харківського національного автомобільно-дорожнього університету, Харків, Україна

²Кандидат технічних наук, доцент кафедри ЕВСБДМ Харківського національного автомобільно-дорожнього університету, Харків, Україна

Завдання підвищення рівня механізації навантажувально-розвантажувальних і складських робіт не може бути вирішена без створення безпечних умов праці при експлуатації вантажопідйомних кранів. Не дивлячись на спад промислового виробництва, кількість нещасних випадків і аварій, пов'язаних з роботою вантажопідйомних машин, не знижується.

Одним з напрямів в підвищенні безпеки виробничого процесу є усунення аварій, викликаних технічними і метеорологічними причинами. Це стосується розробки заходів, направлених на зниження потенційної можливості аварійної ситуації. Як показує досвід, доведення подібних заходів можливе не тільки при проектуванні нового захисного обладнання кранів, але і при модернізації старого [1].

Для вирішення цієї проблеми запропоновані організаційні заходи, які, як показує практика, при всій своїй значущості, все ж таки не забезпечує надійного захисту кранів від руйнувань, викликаних виходу з ладу захисної системи. Наїзди кранів на тупикові упори і зіткнення двох кранів, що працюють на одному крановому шляху, відбуваються з підвищеними швидкостями, внаслідок чого мають місце аварії і травми обслуговуючого персоналу. Велика частина таких аварій пов'язана з недосконалістю існуючої захисною системою, що встановлена на сучасних кранах.

Але не один кран не застрахований від аварійної ситуацій, основними причинами котрих є:

- несправність або відсутність приладів і пристроїв безпеки;
- умисне відключення приладів безпеки шляхом заклинювання контакторів захисних панелей кранів;
- перевантаження кранів при підйомі вантажів;
- допуск кранів до роботи без проведення їх технічного огляду або з строком огляду;
- експлуатація кранів з вичерпаним терміном експлуатації;
- установка стрілових кранів на площадках з ухилом, що перевищує паспортну величину для даного крана, на свіжонасипаному неутрамбованому ґрунті, а також поблизу котлованів або траншей на неприпустимому відстані;
- відсутність належного контролю з боку посадових осіб за дотриманням обслуговуючим персоналом вимог виробничих інструкцій;

- не забезпечення обслуговування та ремонту вантажопідіймальних кранів навченим і атестованим персоналом, що має необхідні знання та навички для виконання покладених на нього обов'язків, а також не проведення періодичної перевірки знань та інструктажів обслуговуючого персоналу;

- людський фактор, що виражається в порушенні обслуговуючим персоналом трудово.

Так при захисті кранів від ударів при наїзді на тупикові упори і при зіткненні один з одним застосовуються кінцеві вимикачі, буфери, гальма механізмів пересування кранів, тупикові упори [2].

Серед вчених, які вивчали питання надійності захисних систем вантажопідіймних кранів можна виділити: П.З. Петухова, Г.П. Ксюніна, Н.І. Ерофєєва, О.В. Григорова, В.І. Дейнегу, А.В. Мартинова, О.І. Іваненка та ін.

На основі аналізу досвіду експлуатації вантажопідіймних кранів, вивчення спеціальної літератури [3] можна сформулювати наступні вимоги до захисної системи, які б забезпечували підвищення її ефективності і надійності:

- надійна зупинка кранів, рухомих з номінальною швидкістю при обмеженні рівнів уповільнення, не повинна перевищувати гранично допустимої величини;

- забезпечення безпечної зупинки некерованого крана при угоні вітром в тупикових ділянках шляху і при взаємних зіткненнях кранів;

- мінімальне число елементів, вузлів і деталей;

- мінімальні габаритні розміри, вага і вартість;

- максимальний рівень уніфікації;

- мінімальна трудомісткість технічного обслуговування;

- відповідність довговічності системи терміну служби крана.

Приведемо перелік основних елементів захисної системи, а тобто: тупикових упорів, буферів і гальм механізмів пересування.

Тупикові упори встановлюють на кінцях рейкового шляху та на естакадах для попередження падіння вантажопідіймної машини. Тупикові упори кранів відносяться до підкранових будов і їх розробляють в спеціалізованих проектних організаціях на стадії проектування цеху. Прив'язка тупикових упорів до підкранових конструкцій проводиться на стадії проектування цеху на основі технічного завдання, в якому немає інших відомостей, окрім вантажопідіймності крана. При цьому відстані від головки рейки крана до горизонтальної і вертикальної осі дерев'яного буфера на тупиковому упорі приймаються по таблицях довідників.

Відповідно до проекту монтаж підкранових конструкцій, підкрановий шлях і тупикові упори, проводиться до монтажу крана. Тому тупикові упори не можуть бути виставлені строго в одній площині щодо поперечного перетину цеху і по центру щодо буферів, змонтованих на крані. Після того, як закінчено будівництво, проводиться монтаж крана, але монтажники вже не можуть добитися співвісної між тупиковим упором на підкранових конструкціях і буферів на крані, та це і не входить в їх обов'язків.

Таким чином, ні проектна, ні будівельна, ні монтажна організації не несуть відповідальності за незадовільну установку тупикових упорів.

Остаточне доведення існуючих тупикових упорів і буферів кранів проводить ремонтна служба підприємства, що експлуатує кран. На цю роботу витрачаються значні матеріальні засоби і час, проте, не завжди вдається повністю усунути брак, допущений раніше при монтажі тупикових упорів.

На виробництві застосовуються переважно тупикові упори наступних видів:

- ударні (з дерев'яними, резиновими, пружинними, пружинно-фрикційними буферами);
- безударні (гравітаційні та фрикційно-гравітаційні);
- тупикові упори комбінованного типу.

Різні конструкції буферних пристроїв працюють на принципі поглинання енергії рухомих мас за рахунок роботи пружини, гідравлічного деформування або поглинання енергії роботою сил тертя.

В даний час на кранах, які працюють на виробництві, застосовують дерев'яні, гумові, пружинні, гідравлічні та інші.

Вимоги, що пред'являються до буферних пристроїв, полягають в наступному:

1. Для забезпечення безпечної роботи крана в разі відмови інших елементів захисної системи буфер повинен сприймати всю кінетичну енергію крана.

2. Більшу частину кінетичної енергії, яку буфер прийняв, він повинен поглинути і перевести в іншу форму енергії з тим, щоб при відновленні первісного стану буфера не було явища удару, яке може пошкодити кран. При цьому уповільнення крана повинно відповідати допустимому:

1. Буфер повинен мати просту компактну конструкцію при невеликій вартості.

2. Буфер повинен безвідмовно працювати тривалий час при будь-яких умовах, в тому числі при негативних температурах.

3. Експлуатація буфера і його обслуговування повинні бути простими і зручними.

Гальмами називають механізми, за допомогою яких знижуються швидкості окремих робочих органів і частота обертання частин крана, а також всього крана до повної зупинки руху.

За допомогою гальм можна зупинити і надійно утримати в потрібному положенні вантаж, що опускається, чи підіймається, стрілу, поворотну платформу, каретку що переміщається або весь кран.

За способом дії розрізняють замкнуті гальма (закриті), в яких гальмування здійснюється під дією стислої пружини або гальмівного вантажу, і відкриті, в яких гальмування здійснюється натисканням на педаль або важіль.

За способом управління гальма діляться на керовані і автоматично діючі.

Залежно від конструкції гальма кранів бувають стрічкові і двоколодкові. При одномоторному приводі встановлюють стрічкові гальма, при багатомоторні електричному та дизель-електричному приводі - двоколодкові автоматичної дії.

На сучасних кранах в основному застосовують електромагнітні або електрогідравлічні гальма з пружинним замиканням.

До всіх гальм незалежно від їх конструкції пред'являються наступні основні вимоги:

- достатній гальмівний момент для заданих умов роботи;
- швидке замикання і розмикання;
- міцність і довговічність елементів гальма;
- простота конструкції, яка визначає низьку ціну виготовлення;
- зручність огляду, регулювання та заміни зношених деталей;
- стійкість регулювання, що забезпечує надійність роботи гальмівного пристрою;
- мінімальний знос тертьових елементів;
- мінімальні габарити і маса;
- обмежена температура на поверхні тертя, що не перевищує граничну температуру для даного фрикційного матеріалу.

Досвід експлуатації показує, що вони працюють нестабільно. Це пояснюється дією змінних зовнішніх навантажень, дефектами конструктивного характеру (ударний додаток гальмівного моменту, податливість гальмівних важелів і обкладань, непостійність коефіцієнта тертя тощо [4].

Метою даної роботи є визначення оцінки надійності елементів захисних систем і захисної системи вантажопідйомних кранів в цілому. Відповідно до цього в роботі поставлені основні завдання:

1. Отримання статистичного матеріалу по відмовам роботи елементів захисної системи, а саме:

- визначення і оцінка математичного очікування відмови захисної системи по числу відмов окремих її елементів $M(x)$;
- визначення середньоквадратичного відхилення $D(x)$;
- дисперсії $\sigma(x)$;
- інтенсивності відмов $\eta(x)$;
- коефіцієнтів варіації $V(x)$.

2. Визначення закону розподілу відмов і оцінки надійності елементів захисної системи;

Висновки

1. Існуюча захисна система не гарантує безпеки вантажопідйомного крана при експлуатації і потребує суттєвої модернізації, або заміни елементів захисної системи

2. При існуючій захисній системі горизонтальна сила удару крана при наїзді на тупикові упори може перевищувати нормативну величину в 3...5 разів, при цьому “слабкою” ланкою в захисній системі: буфер, металоконструкція крана, підкранові конструкції, тупиковий упор є тупиковий упор.

Література

1. Соколовська І. В., Тарасов С. М. Підйомно-транспортні машини: теорія, розрахунок, експлуатація: навчальний посібник — Харків: ХНАДУ, 2019. — 245 с.
2. Zhang Y., Kusiak A. “Smart Maintenance of Lifting Equipment Using Digital Twins” // *Journal of Manufacturing Systems*, Vol. 63, 2022. — P. 180-192.
3. ДНАОП 0.00-1.03-02. Правила будови і безпечної експлуатації вантажопідйомних кранів. – Харків: Видавництво «Форт», 2002. – 192 с.
4. Іваненко О.І., Мусаєв З.Р. Вибір раціонального способу гальмування вантажопідйомних кранів під час дії вітру. Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету. Вип. №108. 2025. С. 144 – 148. DOI: <https://doi.org/10.30977/BUL.2219-5548.2025.108.0.144>.

ОПТИМІЗАЦІЯ РОБОТИ ГІДРОПРИВОДУ БУДІВЕЛЬНОЇ ТЕХНІКИ ЗА РАХУНОК ЗАСТОСУВАННЯ АДИТИВНИХ ТЕХНОЛОГІЙ У ВИРОБНИЦТВІ ЕЛЕМЕНТІВ ГІДРОАПАРАТУРИ

Олександр Ярижко¹, Ігор Пімонов², Наталія Пенкіна³

¹Кандидат технічних наук, доцент кафедри ЕВСБДМ, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна

²Кандидат технічних наук, завідувач кафедри ЕВСБДМ, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна

³Асистент кафедри ЕВСБДМ, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна

Гідравлічний привод є невід'ємною частиною систем управління робочими процесами будівельної та дорожньої техніки. Виробництво гідравлічних систем є складним завданням, що зумовлено необхідністю застосування точних виробничих процесів при виготовленні та ремонті їхніх компонентів. Традиційний підхід до виготовлення гідравлічних деталей передбачає використання значної кількості матеріалу, що робить їх важкими. Крім того, надійність гідравлічних систем у будівельній техніці значною мірою залежить від кількості та якості з'єднань між компонентами, оскільки кожне з'єднання є потенційним місцем витoku.

Аддитивне виробництво (АВ) розглядається як перспективна технологія, що може задовольнити високі вимоги до виробництва гідравлічних деталей. У статті аналізується вплив АВ на експлуатаційні властивості виробів та зміни, що відбуваються після різних видів обробки, на прикладі деталей гідравлічної апаратури.

Гідравлічні системи широко використовуються в промисловості, і традиційно їхні компоненти виготовляються шляхом фрезерування та свердління каналів у металевих блоках, що робить їх громіздкими та обмежує можливості проєктування. Традиційні методи обробки металу дозволяють змінювати лише діаметр і положення каналу, що призводить до різких вигинів і глухих кутів, викликаючи значні втрати тиску та енергії. У зв'язку з цим, підвищення ефективності та зменшення ваги гідравлічних компонентів є важливим завданням.

Лиття також застосовується у виробництві гідравлічних компонентів, однак воно дозволяє виготовляти лише прості деталі через обмеження, пов'язані з вилученням відлитого компонента з форми. Аддитивне виробництво об'єднує різні процеси, що базуються на пошаровому формуванні, забезпечуючи високу складність геометрії виробу, включаючи можливість створення підрізів, внутрішніх і складних структур, а також гідравлічних каналів з довільною геометрією.

Матеріали, виготовлені за допомогою АВ, часто мають анізотропію властивостей, зокрема, відмінності в характеристиках міцності та теплопередачі у різних напрямках. Пошарове виробництво також призводить до ефекту східчастості на похилих поверхнях, збільшуючи їхню шорсткість. Крім того, процеси АВ мають обмеження щодо кута нахилу поверхонь, що призводить до необхідності використання опорних структур для підтримки нестабільних елементів.

Селективне лазерне спікання порошку (LPBF) є одним з найбільш поширених процесів АВ для виготовлення щільних металевих деталей. Цей процес передбачає пошарове розплавлення металевого порошку за допомогою лазерного променя. АВ забезпечує значну свободу проєктування, дозволяючи виготовляти компоненти зі складною геометрією. Застосування АВ дозволяє зменшити масу та розмір деталей, а також знизити втрати тиску. Крім того, АВ забезпечує можливість виготовлення індивідуалізованих деталей.

Процес LPBF дозволяє обробляти широкий спектр матеріалів, включаючи алюмінієві сплави, неіржавіючі та інструментальні сталі, сплави на основі нікелю, титан і його сплави. Порошок, що використовується в процесі, складається зі сферичних частинок діаметром 15-45 мкм. Процес забезпечує високу щільність матеріалу (понад 99.5%) та утворення дрібної однорідної мікроструктури, що зумовлює високу міцність. Для зменшення анізотропії та внутрішніх напружень може застосовуватися термічна обробка.

Охолодження та усадка шарів матеріалу в процесі АВ призводять до виникнення залишкових напружень, що може спричинити деформацію та руйнування конструкції. Для протидії цим напруженням необхідні опорні конструкції, які згодом потрібно видаляти, що збільшує час та вартість обробки. Тому важливим є проєктування деталей з урахуванням технологічних обмежень АВ.

У гідравлічних системах критично важливо забезпечити відсутність частинок порошку та залишків опорних конструкцій у каналах для рідини, щоб запобігти пошкодженню системи. Це досягається проєктуванням каналів таким чином, щоб вони не потребували опорних конструкцій, або щоб опорні конструкції можна було легко видалити.

Дослідження показують, що АВ забезпечує можливості оптимізації потоку рідини та зменшення напружень у матеріалі. Завдяки зменшенню відхилень потоку можна досягти більшого об'ємного потоку з меншими втратами енергії та меншою витратою матеріалу. Адитивне моделювання дозволяє знизити вагу компонентів гідроприводу на 30% і більше.

Процес впровадження АМ моделювання включає кілька етапів, починаючи з визначення вимог і закінчуючи валідацією. АВ є особливо перспективним для виготовлення деталей гідроприводу, оскільки забезпечує оптимізацію потоку та полегшення конструкції завдяки функціональній інтеграції. Традиційні методи виготовлення гідравлічних компонентів, такі як субтрактивні процеси, обмежують свободу проєктування.

АМ дозволяє об'єднувати окремі компоненти або вузли в єдиний компонент, наприклад, інтегрувати кілька клапанів в один корпус, що

забезпечує значний потенціал полегшення конструкції. Однак створення 3D-геометрії деталей складної форми для АВ може бути складним завданням, оскільки конструктори повинні враховувати функціональні вимоги та обмеження виробництва.

Для процесів, таких як LPBF, важливо уникати критичних звисів, що вимагає використання опорних конструкцій та подальшої обробки. Внутрішніх виступів, наприклад, у каналах, можна уникнути шляхом адаптації форми поперечного перерізу. Автоматизоване створення проєктів деталей для АМ є перспективним підходом, що спрощує процес проєктування та дозволяє користувачам досліджувати більше варіантів конструкції.

Дослідження показують, що оптимізація розташування каналів для рідини та зменшення кількості поворотів може значно підвищити ефективність потоку. Якість виготовлення деталей за допомогою АТ, особливо внутрішня структура каналів, має значний вплив на робочі характеристики гідравлічних компонентів.

Результати досліджень підтверджують, що АВ забезпечує виготовлення деталей з високою якістю та точністю. Експериментальні результати також показують, що виготовлені за допомогою LPBF корпуси гідравлічних розподільників мають менші втрати тиску та кращі показники потоку порівняно з прототипами.

Адитивне виготовлення деталей є прогресивним процесом, що забезпечує більшу свободу дизайну порівняно з традиційними методами. АМ відкриває нові можливості для оптимізації конструкції компонентів гідроприводу, дозволяючи створювати компактніші та легші деталі.

Література

1. Hofmann, U., Fankhauser, M., Willen, S., Inniger, D., Klahn, C., Löffel, K., & Meboldt, M. Design of an additively manufactured hydraulic directional spool valve: an industrial case study. *Virtual and Physical Prototyping*, 18(1). 2022. <https://doi.org/10.1080/17452759.2022.2129699>
2. Matthiesen G., Merget D., Rückert M., Schmitz K., SCHLEIFENBAUM J.H. Additive manufacturing processes in fluid power—properties and opportunities demonstrated at a flow-optimized fitting. *Proceedings of 2018 International Conference on Hydraulics and Pneumatics—HERVEX, Băile Govora, Romania, 2018*. Pp. 12-23. <https://www.fluidas.ro/hervex/proceedings2018/12-23.pdf>
3. Biedermann M, Beutler P, Meboldt M. Routing multiple flow channels for additive manufactured parts using iterative cable simulation. *Additive Manufacturing*. Volume 56. 2022. <https://doi.org/10.1016/j.addma.2022.102891>.
4. Zhu, Y.; Wang, S.; Zhang, C.; Yang, H. Am-driven design of hydraulic manifolds: enhancing fluid flow and reducing weight. Technische Universität Dresden: Dresden, Germany, 2020. <https://doi.org/10.25368/2020.23>

ОЦІНКА РІВНЯ ТЕХНІЧНОЇ БЕЗПЕКИ МАШИНИ БЕЗПЕРЕРВНОГО ЛИТТЯ ЗАГОТОВКИ

Василь Гануш¹

*¹Доцент кафедри галузевого машинобудування Українського державного
університету науки і технологій, Дніпро, Україна*

Машина безперервного лиття заготовки (МБЛЗ) є одним з основних елементів структури сучасного сталеплавильного підприємства. В багатьох країнах світу доля розливої сталі на МБЛЗ складає 90%, але це не відноситься до сталеплавильної промисловості країн, що раніше входили або зараз входять до СНД, де ця доля складає від 50 до 70%. В умовах металургійного комбінату «Каметсталь» експлуатуються три МБЛЗ. Перша – радіального типу, що виробляє круглу та квадратну заготовки, друга та третя – криволінійного типу, що виробляють прямокутну заготовку. Вони забезпечують розливання до 95% сталі, що виробляється на комбінаті.

МБЛЗ є складним і відповідальним технічним комплексом, від надійної роботи якого залежить технологічний процес виробництва сталі і в кінці, відповідно, заготовки. Раптові зупинки, а тим більше аварії призводять до великих матеріальних втрат і навіть до людських жертв. Прикладом цього може слугувати аварія металоконструкцій розливного стенду МБЛЗ металургійного комбінату в місті Маріуполь. Тому оцінка технічної безпеки МБЛЗ є актуальним завданням.

У зв'язку з цим з наявної інформації було проаналізовано причини простоїв МБЛЗ комбінату «Каметсталь» в період з 2006 по 2010 роки. Умовно можливо розподілити всі причини простоїв на три групи: технологічного характеру, що включають в себе порушення технологічного режиму, некриття стопору і прорив зливка; механічного характеру, що включає в себе поряд з відмовами обладнання і відмови пневматики і гідравліки; інші причини, що включають в себе в більшості відмови електрообладнання та руйнування вогнетривів.

Їх розподіл по групах та кількості випадків наведено в таблицях 1 та 2. Як видно переважають простой з технологічних причин та із-за руйнування вогнетривів. Простой пов'язані з виходом з ладу механічного обладнання складають біля 20% від загальної кількості простоїв.

Для оцінки технічної безпеки використаємо данні по тривалості роботи МБЛЗ №1 (довжина серії розливання сталі) за два місяці – листопад та грудень 2010 року. Виборка напрацювання МБЛЗ та її статистична обробка наведена в таблиці 3 [1].

Таблиця 1

Розподіл відмов МБЛЗ№2

Рік	Група причин відмов		
	технологічні	механічні	інші
2006	32	10	60
2007	35	5	31
2008	30	9	25
2009	103	54	37
2010	89	60	64

Таблиця 2

Розподіл відмов МБЛЗ№3

Рік	Група причин відмов		
	технологічні	механічні	інші
2006	18	11	64
2007	33	8	24
2008	28	11	26
2009	23	20	7

Таблиця 3

Результати статистичної обробки напрацювання МБЛЗ№1

i	T , годин	lgT	$D(T)$	P	$1-P$	U_p
1	12	1,079181246	0,177843678	0,017857143	0,982142857	-2,097
2	15	1,176091259	0,105498385	0,053571429	0,946428571	-1,59
3	16	1,204119983	0,088076247	0,089285714	0,910714286	-1,38
4	19	1,278753601	0,049347427	0,125	0,875	-1,15
5	20	1,301029996	0,039946583	0,160714286	0,839285714	-0,994
6	20	1,301029996	0,039946583	0,196428571	0,803571429	-0,841
7	22	1,342422681	0,025113922	0,232142857	0,767857143	-0,722
8	23	1,361727836	0,019367892	0,267857143	0,732142857	-0,613
9	24	1,380211242	0,014564909	0,303571429	0,696428571	-0,511
10	27	1,431363764	0,004834789	0,339285714	0,660714286	-0,412
11	28	1,447158031	0,002887813	0,375	0,625	-0,318
12	32	1,505149978	1,80929E-05	0,410714286	0,589285714	-0,227
13	32	1,505149978	1,80929E-05	0,446428571	0,553571429	-0,132
14	33	1,51851394	0,000310377	0,482142857	0,517857143	-0,039
15	35	1,544068044	0,00186379	0,517857143		0,039
16	36	1,556302501	0,003069835	0,553571429		0,132
17	38	1,579783597	0,006223188	0,589285714		0,227
18	38	1,579783597	0,006223188	0,625		0,318
19	38	1,579783597	0,006223188	0,660714286		0,412
20	39	1,591064607	0,008130304	0,696428571		0,511
21	40	1,602059991	0,01023407	0,732142857		0,613
22	42	1,62324929	0,014970228	0,767857143		0,722
23	43	1,633468456	0,017575348	0,803571429		0,841
24	46	1,662757832	0,02619912	0,839285714		0,994
25	51	1,707570176	0,042714046	0,875		1,15
26	52	1,716003344	0,046270994	0,910714286		1,38
27	67	1,826074803	0,105740988	0,946428571		1,59
28	98	1,991226076	0,240423182	0,982142857		2,097

Для оцінювання технічного стану обладнання шляхом контролю величини індексу безпеки β_R необхідно знати функцію розподілу довговічності (ФРД) та коефіцієнт варіації напрацювання. v_t .

По отриманим даним будуємо графік ФРД МБЛЗ (рис. 1).

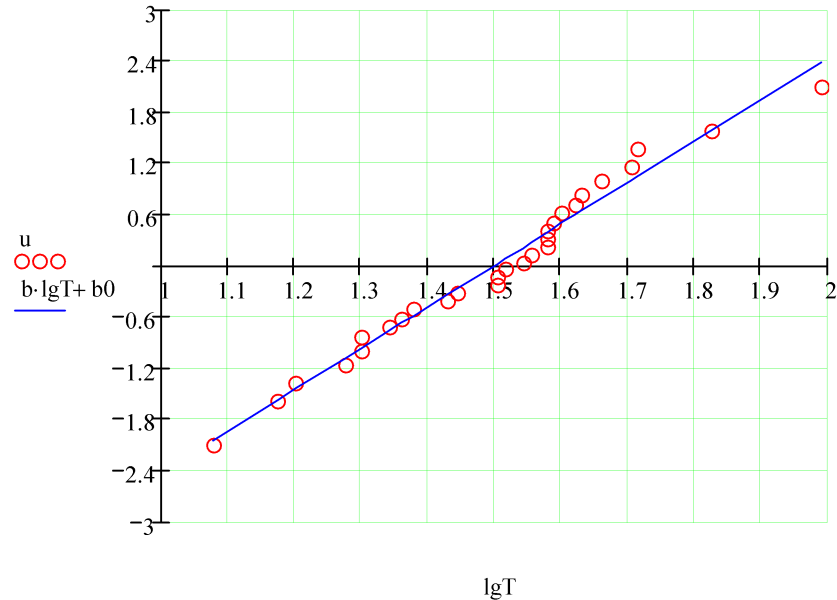


Рис. 1 – Функція розподілу довговічності МБЛЗ

Рівняння ФРД буде мати вигляд

$$u_p = 4,866 \cdot \lg T - 7,304 \quad (1)$$

При оцінюванні імовірності безпеки роботи використовується гарантований запас довговічності n_{NR} , що визначається як відношення мінімального ресурсу T_{1-R} для імовірності руйнування $P_f = 1 - R$ до максимально імовірного напрацювання t_R . Логарифм гарантованого ресурсу і є індекс безпеки (рис. 2) [2, 3]:

$$\begin{aligned} \beta_R &= \lg n_{NR} = \lg \frac{T_{1-R}}{t_R} = \lg T_{1-R} - \lg t_R = \lg n_{O(1-R)} - \lg n_{\Sigma R} = \\ &= \overline{\lg T} (1 - u_R \cdot v_{\lg T}) - \lg (\bar{t} + u_R \cdot v_t) = \overline{\lg n_O} (1 - u_R \cdot v_{\lg n_O}) - \lg (\bar{n}_{\Sigma} + u_R \cdot v_{\Sigma}), \end{aligned} \quad (2)$$

де n_O и n_{Σ} – число циклів навантаження, відповідне ресурсу T і напрацюванню t ;

$v_{\lg T} = v_{\lg n_O}$ і $v_t = v_{n_{\Sigma}}$ – коефіцієнти варіації, відповідно, ресурсу і напрацювання.

На початку експлуатації, коли напрацювання $t_0=0$, індекс безпеки має максимальну величину і дорівнює $\beta_{R0} = \lg T_{1-R}$. Графік функції безпеки $\beta_R(t)$ в логарифмічних координатах являє собою пряму. Індекс безпеки зручний у

вигляді характеристики технічного стану і до значення $\beta_R \approx 1$ гарантує безпечну експлуатацію. А при наближенні $\beta_R \rightarrow 1$ об'єкт потрапляє в область ризику, його функцією безпеки стає функція розподілу строку служби (рис. 2).

В момент контролю t_i , відклавши по осі абсцис величину $\lg(t_i + u_R \cdot v_t)$, по графіку $\beta_R(t)$ отримуємо поточне значення індексу безпеки. Його зменшення прямо пропорційне гарантованому напрацюванню.

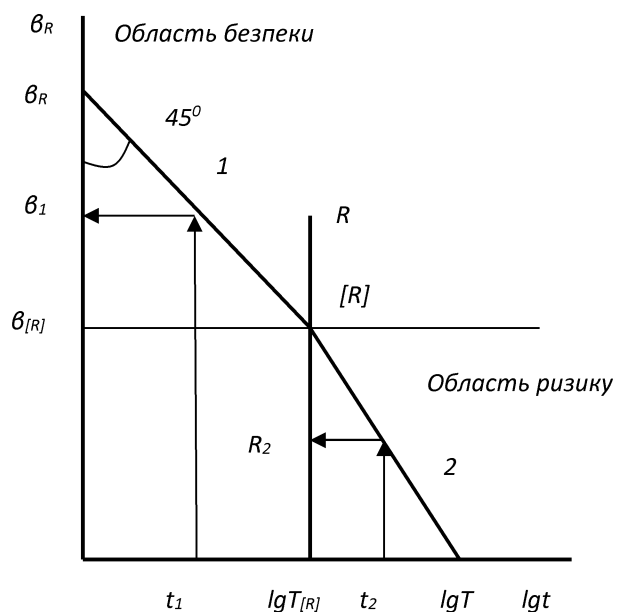


Рис. 2 – Оцінка показників безпеки при контролі технічного стану по функціям індексу безпеки 1 та розподілу строку служби 2

Стосовно до МБЛЗ графік оцінки безпеки буде мати вигляд (рис. 3).

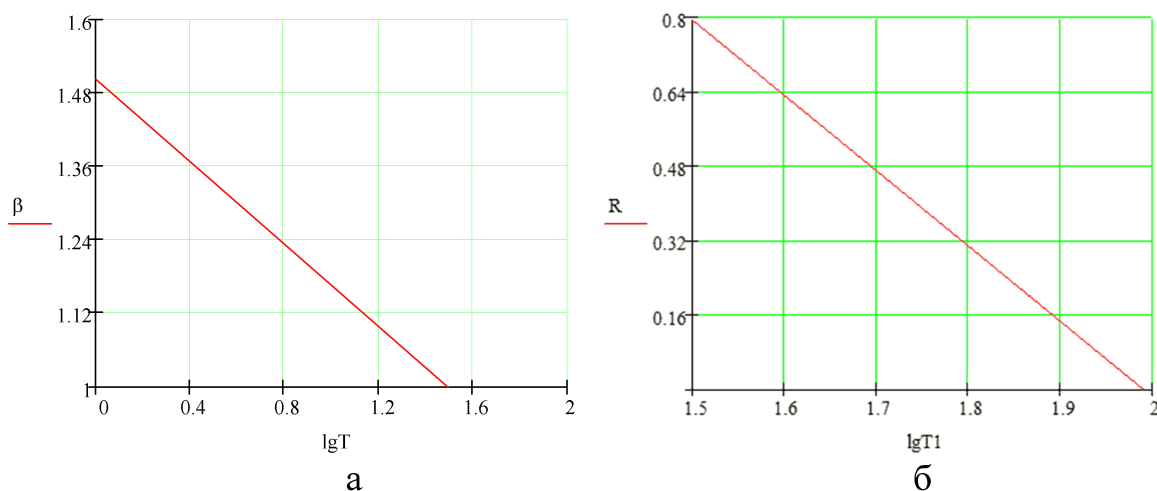


Рис. 3 – Графіки показників безпеки при контролі технічного стану МБЛЗ по функціям індексу безпеки (а) та розподілу строку служби (б)

Висновки

Використання показнику технічного стану – індексу безпеки, що являє собою логарифм гарантованого запасу довговічності, дає можливість контролювати технічний стан МБЛЗ по функціям індексу безпеки та строку служби.

Література

1. Степнов М. Н. Статистичні методи обробки результатів механічних випробувань: Довідник. /М. Н. Степнов – М.: Машинобудування, 1985. – 232 с.
2. Білодіденко С. В. Прогнозування технічного стану та забезпечення безпеки при експлуатації механічних систем в металургії/ С. В. Білодіденко, В. І. Гануш, С. В. Філіпченков, А. В. Попов // Вібрації машин: вимірювання, зниження, захист. - 2011. - №1. - С. 15-22.
3. Білодіденко С. В. Основи технічного обслуговування механічних систем за контролем безпеки/ С. В. Білодіденко, Г. М. Біліченко, В. І. Гануш, А. В. Попов // Вісник Тернопільського нац. техн. ун-ту. - 2011. - спецвипуск, ч.1. - С. 170-178.

ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ РІВНЯННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ ТА ГРАНИЦІ ВИТРИВАЛОСТІ КОЛОНИ ГІДРАВЛІЧНОГО ПРЕСУ

Сергій Білодіденко¹, Василь Гануш², Галіна Біліченко³

¹Професор, завідувач кафедри галузевого машинобудування Українського державного університету науки і технологій, Дніпро, Україна

²Доцент кафедри галузевого машинобудування Українського державного університету науки і технологій, Дніпро, Україна

³Асистент кафедри галузевого машинобудування Українського державного університету науки і технологій, Дніпро, Україна

У гідравлічних пресах, що здійснюють процеси обробки тиском, розвиваються найбільші серед технологічних машин зусилля. Ці зусилля створюються і сприймаються базовими деталями (гідравлічними циліндрами, поперечиною, колонами, елементами рамних станин).

Колесопрокатна лінія, яка призначена для виробництва залізничних коліс, експлуатується на ПрАТ «ІНТЕРПАЙП НТЗ» і була запущена на початку 70-х років 20-го сторіччя. В своєму складі вона налічує 4 важкі гідравлічні преси зусиллям від 25 до 100 МН. Після 30-річної доволі інтенсивної експлуатації на підприємстві поступово стали замінювати елементи базових конструкцій пресів. В першу чергу, це стосувалося колон пресів і різбових стяжок (шпильок), які тримають в складеному стані верхній архітрав. В них різбове з'єднання здійснюється за допомогою термічного затягування, і дуже важливо забезпечити рівність зусиль затягання в груповому з'єднанні. В станинах пресів з'являються тріщини, які заварюються по певних технологіях.

Слід зауважити, що неналежний технічний стан пресу призводить до випуску некондиційних коліс. Внаслідок технологічних помилок в роботі пресу зусиллям 100 МН припадає 13% браку [1].

Надійність колон в значній мірі визначає безпеку пресу. Відомі факти руйнування колон, які, як правило, відбувалися по-декілька на одному пресі [2]. Всі руйнування відбуваються по першому витку різби і мають втомний характер, про що свідчать злами колон.

Коефіцієнт концентрації напружень в різбовій частині колони пресу може бути визначена різними способами. Скористаємося в цьому випадку способом, що враховує розподіл навантажень між витками. Тоді коефіцієнт концентрації напружень буде:

$$\alpha_{\sigma} = \gamma \cdot \beta \cdot \varphi \cdot \left(1 + \frac{R}{\Delta}\right) \cdot \left(\frac{\Delta}{R}\right)^{0.5 \left(1 + \frac{\Delta}{R}\right)} \quad (1)$$

де $\gamma=1$, $\beta=1$ – коефіцієнти, що враховують кількість вільних витків, що виходять з гайки,

$R=1,52$ мм – радіус западин профілю різьби,

$\Delta=16$ мм – крок різьби.

Коефіцієнт ϕ враховує нерівномірність розподілу навантажень між витками:

$$\phi = 0.5 \left(\frac{2R}{P} \right)^{0.3} \left(1 + \frac{Q_i}{Q} \right), \quad (2)$$

де $\frac{Q_i}{Q}$ - відносна навантаженість i -го витка.

Ефективний коефіцієнт концентрації напружень буде:

$$K_\sigma = 1 + q(\alpha_\sigma - 1) \quad (3)$$

де $q=0.5 - 0.85$ – чутливість матеріалу до концентрації напружень.

Розподіл навантажень між витками в таких з'єднаннях визначається функцією [3]:

$$\frac{Q_i}{Q} = Q \cdot e^{a(\pm H \mp Z)} \cdot \frac{shb \cdot Z}{shb \cdot H} \quad (4)$$

де Z – відстань витка від сполучного торця гайки;

a і b - коефіцієнти, що враховують властивості матеріалу і жорсткість елементів різьблення.

Уточнена методика визначення коефіцієнтів a і b [3], враховуючи осьові, радіальні і тангенціальні напруження в тілі бовта, а так само напруження вигину і зсуву в вершині витка дозволила встановити співвідношення:

$$\frac{Q_i}{Q} = 0,42 \text{ – для існуючої конструкції з'єднання,}$$

$$\frac{Q_i}{Q} = 0,36 \text{ – для розтягнуто-стиснутої конструкції гайки.}$$

Тоді теоретичний коефіцієнт концентрації напружень у першому, що виходить з гайок витку буде $\alpha_\sigma=7,85$. З урахуванням чутливості матеріалу колони до концентрації напружень $q=0.5$ отримуємо ефективний коефіцієнт $K_\sigma=4.42$ для існуючого варіанту гайки.

Для вільної частини колони в галтельному переході також існує невелика концентрація напружень з коефіцієнтом $K_\sigma=1.2$. Завдяки цьому можна визначити границю витривалості для елементів колони і параметри рівняння довговічності (табл. 1):

$$C_\sigma = m \lg \sigma_{aRd} + \lg N_G \quad (5)$$

де N_G – границя необмеженої довговічності.

Колона представляється як механічна система, що складається з двох елементів: вільна частина E_1 і різьбова частина E_2 .

Таблиця 1

Параметри рівняння довговічності елементів колони

№	елемент	m	σ_{aRd} , МПа	N_G , циклів	C_σ
1	E_1 (розтягування)	9	133*	$2 \cdot 10^6$	25.4
2	E_1 (згин)	12	200*	$2 \cdot 10^6$	33.9
3	E_2	6	10**	$2 \cdot 10^6$	12.1
4	E_2	6	20	$2 \cdot 10^6$	14.1
5	E_2	6	30**	$2 \cdot 10^6$	15.2

* - максимальне напруження циклу σ_{maxRd} ,

** - можливі значення.

Висновки

Безпечний довготривалий строк експлуатації колон гідравлічного пресу можливий тільки за певних умов, до яких в першу чергу відноситься неперевикнення коефіцієнту нерівномірності навантаження між колонами пресу понад 15%, наближення границі витривалості сталі, з якої виготовлено колону, в зоні різьби до 30 МПа. Недотримання цих умов переводить прес до механічних систем, що обслуговуються і які потребують контролю діагностичних показників технічного стану.

Література

1. Аналіз причин відмов основного технологічного обладнання колесопрокатного цеху заводу ПАТ «Інтерпайп НТЗ» /М. Г. Малич, І. А. Мазур, П. В. Удовик, О. В. Великий. *Металургійна та гірничорудна промисловість*. - 2015. - №7. - С. 193-196.
2. Гануш В. І., Гречаний О. М. Навантаженість та напруженість станини та колон важких гідравлічних пресів металургійного виробництва. *Механіка машин – основна складова прикладної механіки*. Матеріали Всеукраїнської науково-технічної конференції. Дніпро, НМетАУ. – 2017. С. 332–335.
3. Стрижак В., Бенков І. Вплив профіля різьби на розподіл навантаження між витками. *Надійність машин та прогнозування їх ресурса*. Доповіді міжнародної науково-технічної конференції т. 1 – Івано-Франківськ, ІФДТУМГ, 2000. – С. 235-244.

DESIGN OF A NEW RADIAL SHEAR MILL BASED ON SIMULATION AND IMITATION MODELING

Angarbekov Ulan Daulethanovich¹, Kerimberdi Ulbala Bauyrzhanovna²

¹Senior Lecturer of the Department of Automation and Robotics, Almaty Technological University, Almaty, Kazakhstan

²Senior Lecturer of the Department of Automation and Robotics, Almaty Technological University, Almaty, Kazakhstan

Annotation

A radial-shear mill of the new design is proposed. The analysis of the design of existing three-roll screw or radial-shear mills used for the manufacture of seamless pipes and rods from metals and alloys is presented. The influence of roll reversal on the stress-strain state of heavily loaded mill elements of a new design is determined. It is shown that the new mill has a fairly high rigidity of the stand design and satisfies the strength condition. It is noted that the rolling of bars on the proposed new design mill will provide bars with a fine-grained high-quality structure. As a result of modeling the elastic deformation of heavily loaded elements of a new radial-shear mill, measures have been developed for their modernization.

At present time, the spectrum of virtual modeling and engineering analysis software systems has significantly expanded [1]. Developers improve these systems to solve more complicated problems, for example, nonlinear, multifactorial and multi-criteria dynamic processes of metal forming.

To solve these tasks, the universal CAE-systems of the so-called “heavy” class (MSC Marc, ANSYS, etc.) have been used, with the help of which equipment designs and technological equipment for various purposes are designed for strength and deformation calculations [2]. At the same time, the use of “heavy” CAE systems for solving various technological tasks is problematic due to the high resource requirements to the software and hardware complex, the need of highly qualified and specialized user knowledge, the complexity and duration of setting up of such systems for a specific task.

At the present work, a radial-shear mill (RSM) of a new design is proposed [3]. This mill is a complex of rolling and heating equipment, where by combining of hot screw rolling on RSM and pressing, rods of small diameters or wires of ferrous or non-ferrous metals with a fine-grained structure are obtained. RSM for continuous pressing of rods and wires contains a main drive, a working cage, a roll knot and a press matrix. The three-rolled working cage RSM consists of a stand, in the boring of which the working rolls units through 120 ° are mounted. Working rolls are mounted on pillows, torque, which is transmitted through spindles from electric

motors. The cages of the new mill are designed with the possibility of the rolls location with different angles to the axel of rolling and tangential displacement relative to it for 18 mm. The rolls of this RSM have smooth and screw-shaped gripping and crimping areas, respectively, and calibrating cylindrical areas.

The working cage of the proposed rolling mill is a multi-component machine, including rotating rolling rolls, bearings, stand, mounting mechanisms of the rolls, fastening devices and other units and details. Designing of such a machine is a very complicated and labour-consuming process, requiring a large amount of calculation and graphic work. It should be noted that the existing methods for calculating of the elastic deformation of the stands driving working rolls do not allow to take into account all the constructional and technological features of the hot-pressing process of bars [1]. In this regard, we, by the imitating modeling investigated the strength and vibration of heavily loaded elements of the new mill. The initial data for the calculation is the solid-state geometric form of RSM, the forces applied to them and the conditions of fixing.

To calculate the elastic deformation and vibration of heavily loaded elements of the mill cages, we selected the Patran Nastran [4] finite element analysis program and developed the RSM dynamic computer model. Patran Nastran computer modeling system allows to explore the kinematics, dynamics of mechanisms with the ability to calculate the deflection, vibration, stress-strain state (VAT) and thermal state, as individual links, and the mill as a whole.

During the construction of RSM in the Patran Nastran environment, we performed the following operations [1]: created geometric models of each detail and assembly of the mill units; selected the type of finite element analysis; created a grid of the finite elements of the new RSM cage details; chose the material of parts, according to their mechanical and physical properties; set the rheological properties of the material; formed kinematic and static boundary conditions; set the conditions to the coefficient of friction; depending on the technical characteristics of the RSM and the condition of constancy of the second volumes, set the law of rolls rotation of the investigated mill; on the basis of the finite-element method, volumetric VAT calculated the components of the stress tensor, Mises equivalent stresses, and also the elastic deformation and vibration of the heavy-loaded elements of the mill; in the form of distribution fields of the corresponding parameters according to the volume of detail, presented the results of the calculation; made an assessment of the level of received displacements, vibration, elastic deformations and stresses in the volume of each part of the mills relative to the required criteria of hardness and strength and introduced appropriate changes to the design of the mill.

By the simulation modeling in the MSC Nastran environment, the above given indicators were calculated according to the following algorithm. In the KOMPAS program, according to the working drawings, three-dimensional geometric model of each part was created and the units of the working cage were assembled. The model was imported into the Nastran Patran preprocessor with accepted kinematic links. Selected the materials of details, their mechanical and physical properties. Formed kinematic and static boundary conditions, modeled the calculated mechanical scheme, including the load distribution over the surface of the rolled billet. We made

a supply of torque to the rolls (torque was modeled using MPC elements of RBE2 type). Using the options Mesh Seed applied 6 and 8 knot volumetric finite element grid and determined the vibration and VAT. When developing a design scheme, condensed grids of finite element were used in places of expected stress concentration. Elastic bonds between the units of the cage were modeled by the spring-damping element CBUSH.

The stress state in heavily loaded mill parts was calculated by applying rolling force and impact of thermal stresses. The MSC.SuperForge software complex was used to calculate the energy-and-power parameters of bars pressing. The distributed force acting in the contact zone on the roll was taken according to the series of modeling results of copper alloy M1 pressing and taken equal to the maximum 320 kN for each roll 280 kN per matrix.

For the calculation of the working rolls put a load in the form of moment and force with which the billet affects to the rolls. After all the operations for setting the initial conditions of simulation modeling, the VAT of the mill design was calculated.

As a result of computer modeling, data were obtained using which one can make a correction to the mill design on the stage of project. It was found that the maximum equivalent stress occurs in the necks of the roll and make up 499.5 MPa. The calculated maximum values of equivalent stresses in a heavily loaded roll and matrix do not exceed the maximum allowable value of the strength limit of steel 9X1 (880 MPa). The stresses in the stand of cage made up 45.412 MPa, which is also significantly less than the strength limit for the stand material (981 MPa for steel St40HS).

The greatest displacement under the action of load is equal to 0.000434 mm and occurs on the necks of rolls. This value is within the tolerance for the diametrical dimensions of bars with a diameter of up to 20 mm. For the stand, the greatest displacement is under the load of 0.000315 mm and occurs in its upper part, and for the RSM matrix this displacement is equal to 0.000093 mm.

The calculation of stress tensor components showed that when rolling on a new mill, stretching main stresses arise mainly in the necks of rolls. The magnitude of the main maximum, medium and minimum stresses in the necks of working rolls do not exceed 631.9, 263.8 and 69.95 MPa, respectively. The main maximum stresses in the stand of the cage are stretching and do not exceed 26.84 MPa. It should be noted that the main medium and minimum stresses arising in the stand of cage, in most cases, are compressive and do not exceed respectively 7.12 and -43.97 MPa.

The results of computer modeling evidence that the RSM cage has a sufficient safety margin. Estimated hardness of the mill design provides rods and wires with diametrical dimensions of high accuracy.

It should be noted that the determination of the maximum strength of heavily loaded parts of the RSM cage was carried out by pressing rods at room temperature. According to the project RSM is intended for hot pressing of rods and wires. We believe that during hot pressing all heavy duty parts with a 5-10 divisible coefficient margin of safety will withstand the applied load.

The calculation results showed that the projected RSM roll knots have low hardness in the horizontal plane. This is due to the lack of supports in the stand cages,

excluding the displacement of working rolls in the horizontal plane, as well as with non-horizontal location of the mill drive spindles. As a result, even small gaps between the bearings, pads and casement of stands, caused by the landing tolerances and wear, lead to horizontal displacements of the vertical axial plane of the working rolls, i.e. the working rolls occur in an unstable position, and their axes can be warped. This leads to negative consequences: increased axial forces occur in the roller unit, and the size of the roll gap undergoes to unpredictable vibrations, which reduces the accuracy of rolling.

By the calculation it was found that the pillows are elastically deformed in the vertical and horizontal planes and rotate at a small angle relative to the axis of rolling. Elastic displacement in the direction of the load action for pillows located on the drive side of the roll for 1.41 times greater than for pillows located on the opposite side of the roll.

The calculation results showed that the use of hydraulic cylinders to reduce gaps leads to the decrease in both the size and area of elastic deformation of rolling bearings. In this case, the elastic deformation of the bearings vary from 0.0008 to 0.0009 mm. The outer rings of the bearing have the maximum deformation, while with a decrease in the diameter of the rolls, the region of the greatest elastic deformation of the bearing shifts to the inner sides of the roll neck. This is due to the change in the scheme of load application in the RSM roll knot.

In accordance with the conducted research, were developed measures for the modernization of the RSM cage. Showed, that it is necessary to install a hydraulic pressure device in the cage to regulate the inter-roll gap of the working rolls. To ensure uniform distribution of the load and increase the service life, we suggested to replace the bearings. In the pillows of the cage, instead of a double row spherical roller bearing, we suggested to use a radial-resistant conical double-row roller bearing with a greater carrying capacity. The proposed project solutions will reduce the level of deformation of the cages.

It is known that during the RSM operation, resonant oscillations occurring when the own frequency of structure and the frequency of external forces coincide are especially dangerous. That is why, it is important to determine the frequency of external forces. One of the main exciter of resonant frequencies in the construction of rolling mills is the working rotation frequency of working rolls drive, which distribute vibrations to the mill.

Researches established that with an increase in rolling speed, a slight increase in dynamic loads occurs at the main knots of the cages and in the drive line on the mill of a new design. The mechanical vibrations of the cage knots and drive lines become a cause of a small vibration occurrence. Researches have shown that, relatively small in size, forced oscillations appear in the cages of the new mill, which are excited by external periodically varying forces and speed of rolling.

It should be noted that although dangerous resonant vibrations do not occur in the matrix, stand and roller knots of the RSM, we attempted to change the design of this mill in such a way as to bring its natural frequencies beyond the working range and estimate the resonant vibrations and get a large margin before appearance above marked vibrations. Therefore, in the design of the new mill we introduced a

hydraulic dampers for clamping the matrix and roller knot.

It should be noted that during the pressing of rods or wires in the proposed RSM, the change in metal form occurs under alternating shear deformation conditions. In this case, the billet is twisted around its axis, which leads to the movement of each metal particle in the deformation zone along a helical (helicoidal) trajectory. Such a turbulent movement of the metal leads to an intensive study of the structure in the peripheral and central zone of the billet. All this leads to an increase in the quality of bars or wires.

Conclusions

1. It is shown that the application of the program of finite element analysis Patran Nastran is an effective tool for studying the influence of the stress-deformation state and vibration of various rollers on the mill strength and the geometric dimensions of the rolled billet.

2. On the base of modeling results, it was proved that the stress values occurring in the details of cage structure of the radial-shear mill in the process of pressing rods and wires do not exceed the maximum allowable stress.

3. It is proved that when pressing rods and wires on the RSM, dangerous vibrations do not fall to the operating range of the external loads, so the structure of the new mill is quite good from the point of view of vibration strength.

References

1. Mashekov S.A., Nurtazaev A.E., Nugman E.Z., Absadykov B.N., Masheкова A.S. 2018. "Simulation of Bending of Heavy-duty Components of Stands in a Five-stand Longitudinal-wedge mill". Metallurgist 62 (1–2): 101–110.

2. Chigarev A.V., Kravchuk A.S., Smalyuk A.F. 2004. ANSYS for engineers: Reference Guide. M: Mechanical engineering, 512 p.

3. Patent right of RK no. 27722. Mashekov S. A., Nugman E.Z., Alshinova A. M. and others. Device for continuous pressing of press products. Publ. 18.12.2013, bulletin. no. 12. 3 p.: ill.

4. Kopanev D. 2010. Solving of dynamic tasks by means of MSC.Patran-Nastran. User's Guide. M.: MSC. Software Corporation, 169 p.

MOBILE ROBOT FOR AGRICULTURAL RESEARCH USING SENSORS AND COMPUTER VISION SYSTEMS

Arkatov Yerikzhan¹, Angarbekov Ulan Daulethanovich²

¹Student of the Department of Automation and Robotics, Almaty Technological University, Almaty, Kazakhstan

²Senior Lecturer of the Department of Automation and Robotics, Almaty Technological University, Almaty, Kazakhstan

Introduction. In recent decades, agriculture has become one of the most dynamically developing sectors of the global economy. With the growth of the world's population and the limited availability of natural resources, there is a need to increase crop yields and the efficiency of agricultural production. Traditional methods of studying soil and plant conditions require significant labor and do not always provide sufficient accuracy of the data obtained.

Modern technologies come to the rescue — robotics, sensor systems, computer vision, and artificial intelligence. Their integration into agricultural research allows for the automatic collection and analysis of information, significantly improving the quality of research and contributing to the development of the concept of 'smart farming' [1-5].

Mobile robots equipped with sensors and computer vision systems are already being used in developed countries. They monitor soil conditions, detect plant diseases, predict crop yields, and help optimize agricultural processes.

The purpose and tasks of the research

The goal is to analyze the possibilities and prospects of using mobile robots with sensors and computer vision for conducting agricultural research.

Research objectives:

- consider the principles of operation of a mobile robot in the agricultural sector;
- study sensor systems and computer vision algorithms;
- evaluate existing platforms for robot development;
- provide examples of applications in global practice;
- identify the advantages, limitations, and prospects for technology development;
- principles of mobile robot operation.

A typical mobile robot used in agriculture is an autonomous ground platform equipped with a range of sensors, cameras, and embedded computing units. Its sensor suite generally includes soil moisture and temperature sensors, pH and nutrient composition meters, and spectral sensors capable of analyzing photosynthetic activity. Atmospheric sensors collect data on air temperature and humidity to support microclimate analysis..

The computer vision system plays a critical role. It uses RGB cameras to

capture visual information, hyperspectral cameras to detect stressors not visible to the human eye, and thermal imagers to monitor plant water status and identify early signs of disease. Combined with machine learning algorithms, these systems can automatically detect pests, nutrient deficiencies, or physical damage, greatly improving the speed and accuracy of diagnosis [2].

For effective field navigation, robots rely on technologies such as GPS and RTK-GPS for precise localization, LiDAR and ultrasonic sensors for obstacle detection, and Inertial modules to maintain trajectory stability. These components ensure reliable autonomous operation even in uneven or cluttered environments.

Data collected by the sensors and cameras is processed in real time on embedded computing platforms, such as Raspberry Pi or NVIDIA Jetson. Depending on the use case, data may also be transmitted to the cloud for extended storage and analysis. Software tools like the Robot Operating System (ROS) manage movement and component interaction, while OpenCV handles image processing. Neural network models are trained and applied using frameworks like TensorFlow or PyTorch. Data visualization and storage are managed through IoT platforms, allowing users to track conditions over time and build predictive models.

From a development perspective, building a mobile agricultural robot typically involves selecting a mobile base (wheeled or tracked), integrating sensing and imaging hardware, connecting embedded computing systems, developing the software stack, and conducting both lab-based and field-based testing. These stages ensure that the robot is adaptable, robust, and suited to specific agricultural environments.

Real-world applications of such systems are already evident worldwide. In Japan, mobile robots monitor water levels and humidity in rice paddies. In California, robotic systems support vineyard management by assessing grape ripeness and estimating harvest yields. In the Netherlands, greenhouse robots automatically detect diseases in tomatoes and cucumbers, reducing the need for manual inspection. In Kazakhstan and across the CIS region, the adoption of such technologies is still at an early stage but shows strong potential, especially for managing vast agricultural landscapes.

The benefits of using mobile robots in agriculture are clear. These systems reduce labor costs, allow for continuous data collection, improve the accuracy of field monitoring, and enable early detection of problems, thus reducing potential crop losses. In the long term, the data they collect contributes to the creation of digital records for forecasting yields and optimizing input use.

However, several challenges remain. High initial costs, complex maintenance, and the need for specialists in robotics and software engineering can be barriers to adoption. In addition, performance may be affected by adverse weather conditions, and the autonomous range of these systems remains limited for very large fields..

Conclusion and prospects

Mobile robots equipped with sensors and computer vision are opening new horizons for agricultural research. They enable the automation of information collection, minimize errors, and increase the efficiency of agriculture. In the future, such systems will be integrated with drones, autonomous vehicles, and the Internet

of Things, leading to the creation of fully digital farms. The development of such technologies is a strategic direction that will help ensure food security, optimize resource use, and move towards sustainable agriculture.

References

1. Zhang Q., Kovacs J.M. The application of small unmanned aerial systems for precision agriculture: a review. *Precision Agriculture*, 2012.
2. Liakos K.G., Busato P., Moshou D., Pearson S., Bochtis D. Machine learning in agriculture: A review. *Sensors*, 2018.
3. Gonzalez-de-Santos P. et al. Fleets of robots for environmentally-safe pest control in agriculture. *Robotics and Autonomous Systems*, 2017.
4. Ahmed N., De Baerdemaeker J., Anthonis J. Internet of Things for smart agriculture: Technologies, practices and future directions. *Journal of Agricultural Informatics*, 2018.
5. Kamalov R.R. Robotic systems in agriculture: prospects for application. // *Bulletin of Agro-Industrial Complex*, 2021.

TEST RESULTS OF SAMPLES MADE BY THE INSTALLATION FOR THE PREPARATION OF AERATED CONCRETE

Oleksii Vasiliev¹, Volodymyr Kulai²

*¹Associate Professor of the Department of Industrial Engineering and Mechatronics
National University «Yuri Kondratyuk Poltava Polytechnic», Poltava, Ukraine*

*²PhD student of the Department of Industrial Engineering and Mechatronics
National University «Yuri Kondratyuk Poltava Polytechnic», Poltava, Ukraine*

Increasing the efficiency of manufacturing building materials in modern conditions should be ensured mainly by increasing labor productivity, reducing construction times, reducing the volume and cost of manual work, and improving the quality of construction.

The solution of these problems can be significantly facilitated by increasing productivity in construction. Despite the fact that in recent years a large number of new building materials have appeared, various brands of aerated concrete are widely used in the construction of new buildings and structures.

Aerated concrete is produced by mixing prepared sand, cement, powder and other additives in a certain proportion in compliance with the established technology. These technological operations are provided by mixing devices.

Analysis of the design features of mixing devices [1] shows that the mechanics of mixing processes are determined, on the one hand, by the arrangement of working elements in space and their geometric parameters, and on the other hand, by the relative motion of mortar particles, which is provided by the kinematics of the mixing process.

The mechanics of mixing processes [2] are mainly influenced by kinematic factors that determine the nature of the relative motion of particles of the moving solution mixture. Analysis of the kinematics of mixing processes during the design of mixing devices allows you to choose the optimal layout of the working elements in space, which, to the greatest extent, will meet the basic requirements for this equipment. Namely: creating complex intensive movements of solution particles during the mixing process; ensuring maximum homogeneity of the solution mixture by evenly distributing the starting materials among themselves; preventing the formation of individual, insufficiently mixed, inclusions in the form of lumps and voids in order to maintain the constancy of the granulometric composition.

Using a concrete mixer (Fig. 1), we poured the forms for aerated concrete. To check the quality of the obtained aerated concrete, cube specimens measuring 100×100×100 mm were tested. According to this recipe: water at a temperature of 70 °C - 27.3%, cement - 36.05%, sand - 36.05, caustic soda - 0.11%, aluminum powder PAP-2 - 0.06%. An important factor in the experiment is also that the surface of the cube sample was flat, which was achieved using a building level and a grinding machine.



Fig. 1 - Mixer for preparing aerated concrete

During the compressive strength test, aerated concrete samples are compressed until they fail [3]. The maximum load before the sample fails is recorded. The result of the failure is shown in fig. 2.



Fig. 2 - Destruction of aerated concrete sample

We also determined the weight of each cube individually to find their density and compared them with the tabulated values [4]. Based on the tabulated values, all samples correspond to the average density grade D-700, and these strength test data are shown in fig. 3.

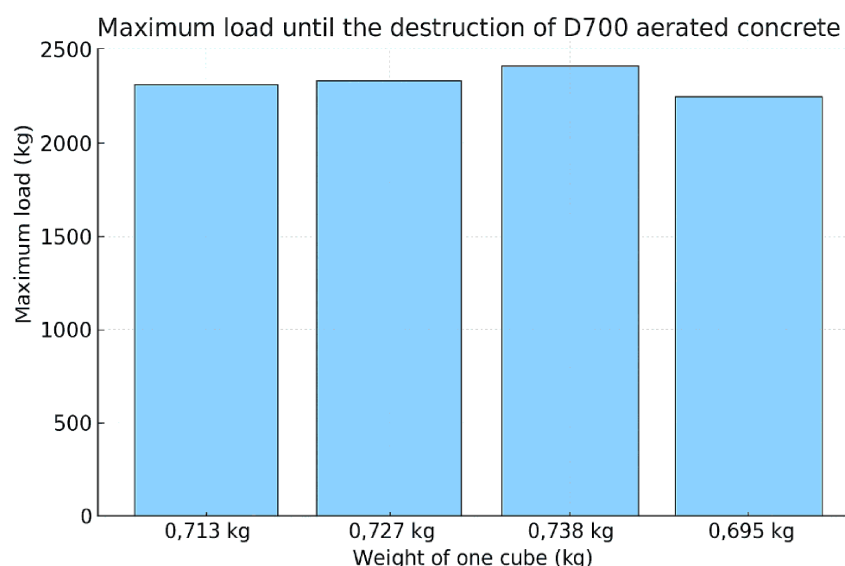


Fig. 3 - Histogram of maximum load before failure of aerated concrete product

Conclusions

According to the results of the experiments, all manufactured samples of aerated concrete meet the requirements of DSTU B V.2.7-45:2010 for concrete of grade D 700 and strength class B 1.5, which is confirmed by the obtained tabular values. It was also found that the sample, which is the lightest, has a tensile strength of 2.17 MPa, which is the minimum requirement for strength class B 1.5 according to DSTU. In view of the above, it can be stated that with a lower density of aerated concrete, the sample will be destroyed under a higher load.

References

1. 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.
2. Popov S. V., Shpylka A. M., Gnitko S. M. The research of mortar components mixing process. International Journal of Engineering & Technology, 2018, no.3.2(7), P. 27–31.
3. Dvorkin L. Y. Mitsnist betonu: navchalnyi posibnyk [Strength of concrete: textbook]. Kyiv : Vydavnychyi dim "Kondor". 310 p.
4. DSTU B V.2.7-45:2010. Aerated concretes. General technical specifications. Kyiv: Ministry of Regional Development of Ukraine.

INSTALLATION FOR PREPARATION AND TRANSPORTATION OF SOLUBLE CONSTRUCTION MIXTURES

Oleksii Vasiliev¹, Andrii Chyslo²

¹Associate Professor of the Department of Industrial Engineering and Mechatronics National University «Yuri Kondratyuk Poltava Polytechnic», Poltava, Ukraine

²PhD student of the Department of Industrial Engineering and Mechatronics National University «Yuri Kondratyuk Poltava Polytechnic», Poltava, Ukraine

It is not appropriate to use bulky plastering stations [1, 2] for the construction of small objects. Small mortar mixing plants are more often used, where solutions of different composition and purpose can be prepared directly on site from dry ingredients and water and delivered to the construction site through pipelines or in special containers [3, 4, 5].

The designed installation includes two main elements: a mixer for preparing solutions from pre-dosed dry components and water and a solution pump, for pipeline transportation of the finished solution to the place of construction and equipment works. Screw and blade mixers are the most common for preparing mortars. In order to reduce overall dimensions and better and faster preparation of the solution, attention was paid to a single-shaft forced-action blade mixer that would combine high efficiency and simplicity of design. Also, taking into account the fact that the installation is intended for use in the construction of small objects that do not require the supply of mortar to a large height or length and in large quantities, a single-piston solution pump with a piston drive from the crank mechanism was designed to supply the mortar through pipelines to the place of work performed.

The layout diagram of the installation is shown in fig. 1. The mixing plant consists of a frame 1 on which two main elements are mounted: a mixer 3 and a solution pump 2, the suction nozzle of which, with the help of a sleeve, is connected to the nozzle of the mixer feed chamber.

The drive of the working bodies of the installation (blade shaft of the mixer and crank-piston mechanism of the solution pump) includes one electric motor 8. It is divided into two directions: the mixer drive and the solution pump drive. The first consists of a V-belt transmission 2 and a gearbox 3, the low-speed shaft of which is hollow with splined teeth, and the drive of the solution pump – of the electromagnetic clutch 7 and the V-belt transmission 6.

Taking into account the fact that the drive of the working bodies includes two V-belt gears, the belts of which have a tendency to lengthen during operation, tensioning devices are provided. The easiest way is to move the motor along the guides, which is used to tighten the belt drive of the mixer drive. But since the drive pulleys of two belt gears are on the same axis, when the belt gear of the mixer drive is tensioned, the belt gear of the solution pump drive will weaken. Therefore, for

tensioning the latter, a tension roller is provided, which is made in the shape of a pulley.

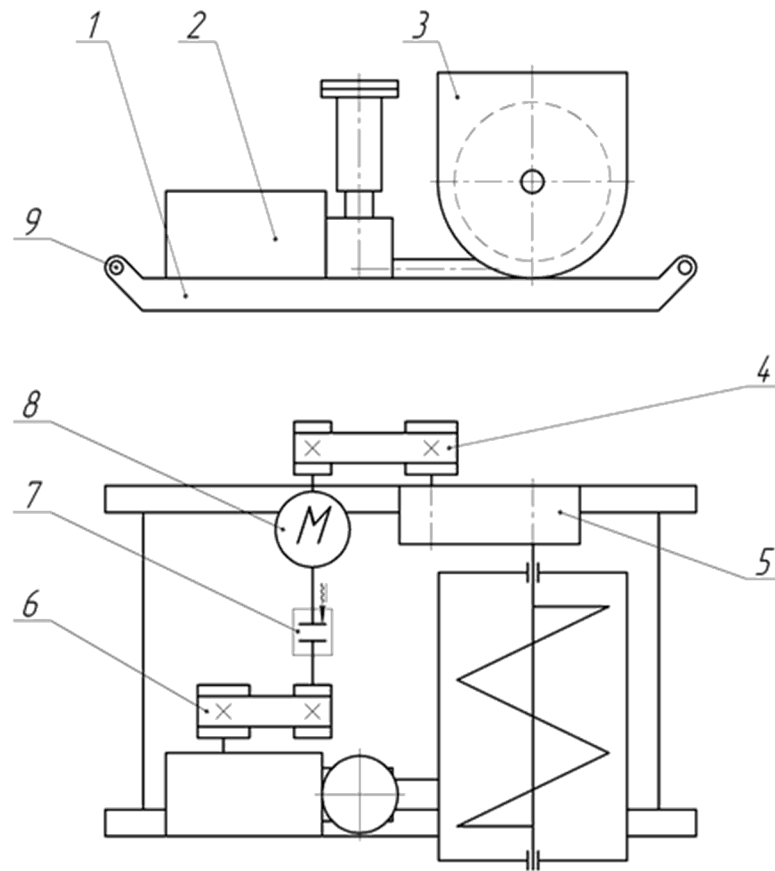


Fig. 1 - Layout diagram of the mortar mixing plant:
 1 – frame; 2 – solution pump; 3 – mixer;
 4 – V-belt transmission mixer drive;
 5 – reducer; 6 – V-belt transmission of the solution pump drive;
 7 – clutch; 8 – electric motor

For the possibility of safe lifting and lowering of the installation during transportation from one construction site to another, sling holes 9 are provided on the frame 1.

Conclusions

This development was based on a universal drive of the working body from one electric motor and a reduction in overall dimensions, which would allow you to quickly move the installation on large construction sites.

The proposed installation provides high-quality preparation of soluble construction mixtures of different mobility, which was confirmed by the conducted research, which established the dependence of the power consumption on the angular speed of rotation of the blade shaft. Rapid preparation of the solution requires an increase in engine power.

References

1. Onyshchenko, O.G., Onyshchenko, V.O., Korobko, B.O., Virchenko, V.V. (2017). Construction machinery. Condor Publishing House.
2. Putzmeister. (2025, 16 March). URL:<https://putzmeister.com/web/european-union>.
3. KARMEI. (2025, 17 March). URL: <http://surl.li/nwepv>.
4. Blazhko, V.V., Anishchenko, A.I., Sayenko, L.V., Hryhorkiv, O.B. (2024). Compact complexes for preparing various types of construction mixtures. Bulletin of Kharkov National Automobile and Highway University, 104, 70–74. DOI: 10.30977/BUL.2219-5548.2024.104.0.70.
5. Jon Elvar Wallevik, Olafur Haralds Wallevik. (2020). Concrete mixing truck as a rheometer. Cement and Concrete Research. 2020, 127, 1–8, DOI: 10.1016/j.cemconres.2019.105930.

THE INFLUENCE OF VARIOUS FACTORS ON THE DEGREE OF COMPACTION OF THE MATERIAL WITH A VIBRATING PLATE WITH A SMOOTH SURFACE

Oleksii Vasyliiev¹, Andrii Yakovenko²

¹Associate Professor of the Department of branch machinery and mechatronics National University «Yuri Kondratyuk Poltava Polytechnic», Poltava, Ukraine

²Lecturer, Poltava Applied Oil and Gas College of National University «Yuri Kondratyuk Poltava Polytechnic», Poltava, Ukraine

In the process of researching vibrating plates designed for compaction of building materials, the problem of studying the shape of the working body and its influence on different types of compacted material can be highlighted. The study of this aspect is an important stage in the further development of vibration technology, as it allows to improve the designs of machines and increase the quality of technological operations [1, 2]. The key direction of research is the analysis of the interaction of the working body of the vibrating plate with the material to be compacted, as well as the establishment of regularities of this interaction [3].

The proposed design of a vibrating plate with variable working bodies is presented in Figure 1, created on the basis of theoretical calculations and design developments, provides the possibility of selecting the optimal type of working surface for each type of material [4]. This allows to achieve increased uniformity and quality of compaction of soils and bulk materials, which significantly expands the functionality of the equipment.



Fig. 1 - Vibrating plate with replaceable working bodies

In order to find the degree of influence of material moisture φ , the time of influence of the vibrating plate t on the material and the frequency of rotation of the vibrating exciter n on the efficiency of the experimental equipment, the functional dependence of the influence of the above parameters on the shrinkage Δy of the investigated compacted surface of the material in the form was determined

$$\Delta y = f(t, n, \varphi). \quad (1)$$

It was customary to use a three-factor experiment of the second order to conduct research experiments. The implementation of this experiment and the processing of the obtained data make it possible to obtain a mathematical model of compaction with a vibrating plate in the form of a regression equation

$$y_i = 25,748 + 6,3x_1 + 0,7x_2 + 1,4x_3 - 2,799x_1^2 - 0,799x_2^2 - 0,299x_3^2 + 0,125x_1x_2 + 0,625x_1x_3 + 0,375x_2x_3 \quad (2)$$

Considering the effect of a smooth surface on the building material: 1 – sand, 2 – soil, 3 – granvids, we get an image of three 3D surfaces that characterize the effect on the shrinkage of the material and are depicted in Figure 2 – 4.

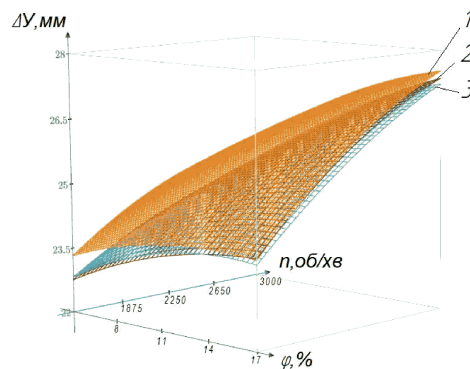


Fig. 2 – Graph of the dependence of shrinkage Δy of the material at a fixed time $t=90$ in the range of rotation frequency $n = 1500 \dots 3000$ and humidity $\varphi = 5 \dots 17\%$

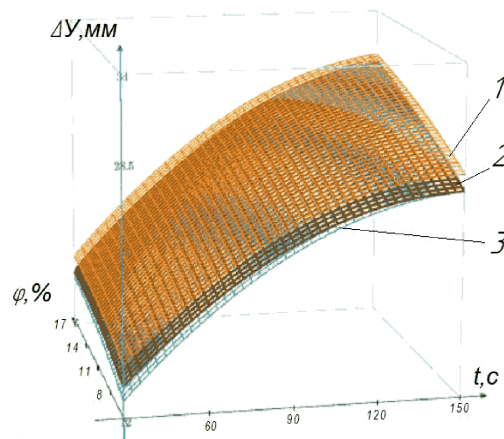


Fig. 3 – Graph of the dependence of material shrinkage Δy at a fixed rotation frequency $n = 2250$ in the humidity range $\varphi = 5 \dots 17\%$ and time $t = 30 \dots 150$ s.

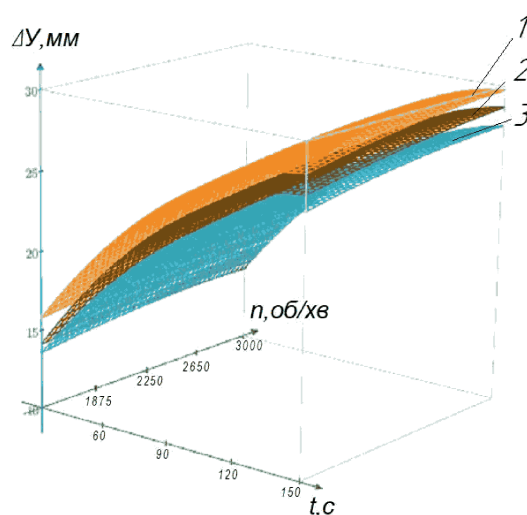


Fig. 4 – Graph of the dependence of material shrinkage Δy at fixed humidity $\varphi=11\%$ in the range of rotation frequency $n=1500...3000$ and time $t=30...150$ s.

Conclusions

The analysis of the obtained graphic dependencies shows that the duration of the compaction process has the greatest influence on the amount of material shrinkage. However, as the compaction time increases, the energy consumption also increases, so this parameter should be maintained within optimal limits. The second most important factor is the moisture content of the material: at its values that are too low, part of the energy is spent not on compaction, but on grinding the particles, which reduces the efficiency of the process. The third factor — debalance rotation frequency — has a smaller effect, but is decisive for the stability of the oscillating mode. The optimal value of this parameter is $n \approx 3000$ rpm, which provides a rational ratio between vibration intensity and energy consumption.

References

1. Lanets OS. Highly efficient vibrating machines with an electromagnetic drive (Theoretical foundations and creation practice). Publishing house NU «Lviv Polytechnic» Lviv. 2008. – 324p
2. Gutierrez J., Ruiz E., Trochu F. High-frequency vibrations on the compaction of dry fibrous reinforcements. Journal of Advanced Composite Materials. 2013, Vol. 22(1), pp. 13–27.
3. Itkin, A.F., Vibratsionnyie mashinyi dlya formovaniya betonnyih izdeliy "Les MP", Kyiv, Ukraine, 2009
4. Vasiliev O., Yakovenko A., (2023). Vibrating machine for preparing and sealing surfaces. Technical sciences and technologies, №4 (34), 52–60s. [https://doi.org/10.25140/2411-5363-2023-4\(34\)-52-60](https://doi.org/10.25140/2411-5363-2023-4(34)-52-60)

ASSESSMENT OF THE QUALITY OF MACHINE PARTS USING THE BRINELL METHOD

Vasyl Moshchenok¹, Mykola Marynovsky²

¹Professor of the Department OTSCRM Kharkiv National Automobile and Highway University, Kharkiv, Ukraine

²Student of the Department OTSCRM Kharkiv National Automobile and Highway University, Kharkiv, Ukraine

Modern mechanical engineering places ever-increasing demands on the quality and reliability of components, particularly in the field of construction and road machinery subjected to intensive operational loads. One of the key parameters for evaluating the performance of such parts is hardness, which is directly associated with wear resistance, strength, and service life.

Among the numerous methods for hardness determination, the Brinell method [1] remains the most widely used in industrial practice. Its main advantages include simplicity of execution, high reproducibility, and clarity of measurement results. The Brinell test enables effective hardness control of large and massive parts made of ferrous and non-ferrous metals, both during manufacturing and after heat treatment. This report examines the specific features of applying the Brinell method to components of construction and road machinery, analyzes representative measurement results, and substantiates the relevance of using Brinell hardness testers in machine-building enterprises. Recent research demonstrates the continued relevance of this approach. In study [2], M. Galetto et al. investigated surface hardness (measured, in particular, by the Brinell method) as an indicator of the quality of metal components produced by additive manufacturing. The authors showed that the correlation between Brinell hardness and microstructural defects makes it possible to predict product reliability without damaging the specimen, which is especially important in high-precision mechanical engineering. In paper [3], *Steel strength testing for in situ by Brinell hardness method*, the authors described the use of portable Brinell testing equipment for on-site evaluation of mechanical properties and quality of machine components under service conditions. This approach allows rapid assessment of property changes during long-term operation, significantly improving maintenance efficiency and quality assurance. In publication [4], *Analyzing and Identifying Mechanical Properties of Crankshaft (JMEST)*, the Brinell method was applied to determine the hardness distribution over the surfaces of alloy-steel crankshafts. The findings revealed the influence of heat treatment on hardness variation along journal surfaces, enabling improved process control and durability prediction of the component. A large group of construction and road machinery (CRM) units is widely employed by Ukrainian enterprises for earthmoving, installation, and transport operations. Considering the continuous high-load conditions on key elements, it is crucial to monitor the quality

of heavy-duty components. The Brinell method provides a reliable means of rapidly and effectively assessing the hardness of such elements, detecting wear at early stages, and preventing potential failures, thereby enhancing the overall reliability and service life of equipment. The purpose of the present study was to examine the influence of the load-bearing capacity of the lubricating film on the performance of road construction machinery and to establish control criteria aimed at improving operational efficiency. A typical list of CRM components for which the Brinell method serves as an effective and appropriate tool for hardness evaluation during maintenance and repair includes axles, pins, rollers, bucket teeth, gears, hydraulic cylinders, couplings, flanges, tracks, and refurbished sections. Such testing facilitates timely detection of wear, verification of the quality of heat or surface treatment, and improvement of the operational reliability of CRM units.

The equipment and proprietary program developed for Brinell hardness testing of machine parts are presented in Figures 1–3.

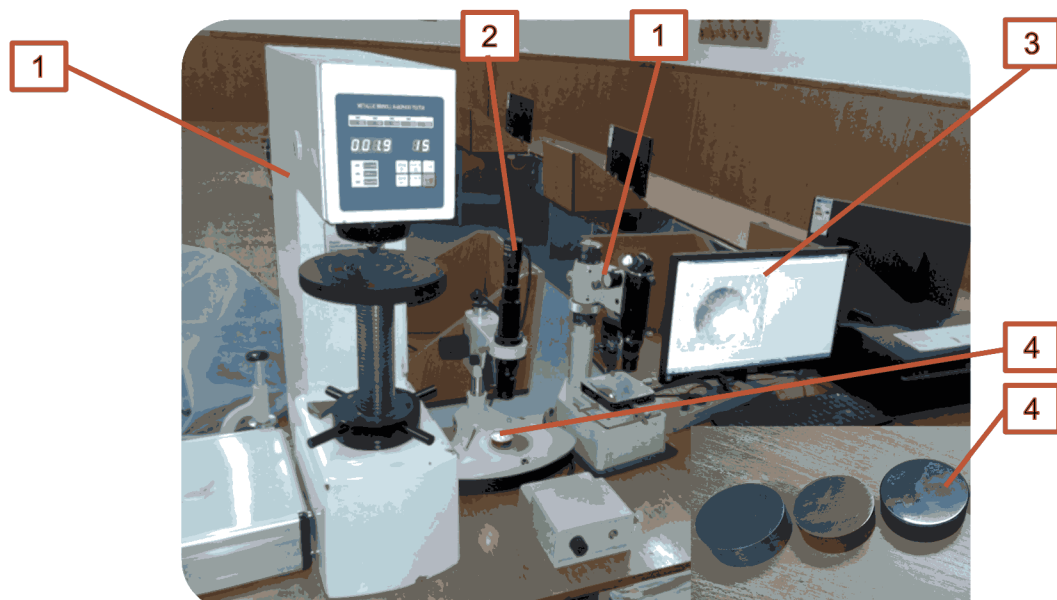


Fig. 1 – Laboratory setup for Brinell hardness measurement at KNAHU
 1 – hardness testers; 2 – digital microscope; 3 – monitor displaying the *ScopePhoto* software interface; 4 – metal samples used for hardness testing.

Figure 1 – Brinell hardness testing setup at Kharkiv National Automobile and Highway University (KNAHU). The figure illustrates a laboratory workstation used for both educational and research activities in the field of material hardness testing. The key components of the setup are numbered as follows: 1 - Brinell hardness tester used to create an indentation on the sample surface under a specified load; 2 - digital microscope for precise measurement of the residual indentation diameter; 3 - computer monitor displaying *ScopePhoto* software for automated calculation and visualization of indentation parameters; 4 - metal samples prepared for hardness measurement. This integrated system effectively combines traditional testing techniques with modern digital tools, ensuring high accuracy, repeatability, and clarity in the educational and experimental process.



Fig. 2 – Initial window of the author's program for Brinell hardness testing

Figure 2 presents the main interface of the computer program developed by Professor Vasyl Moshchenok (Kharkiv National Automobile and Highway University, KNAHU) for calculating material hardness using the Brinell method. The program, titled “*Hardness Test: Materials Indented by a Spherical Indenter*,” is designed for automated processing of indentation parameters and subsequent hardness calculation. It is intended for use in laboratory exercises, scientific research, and technical diagnostics of materials. The interface displays the author’s contact information (mobile number and email) for academic feedback. In the lower right corner, the cover of the monograph “*Modern Methods for Determining the Hardness of Materials*” (ISBN 978-620-0-64702-3) is shown, which details the theoretical foundations, algorithms, and practical implementation of the Brinell hardness determination methodology.

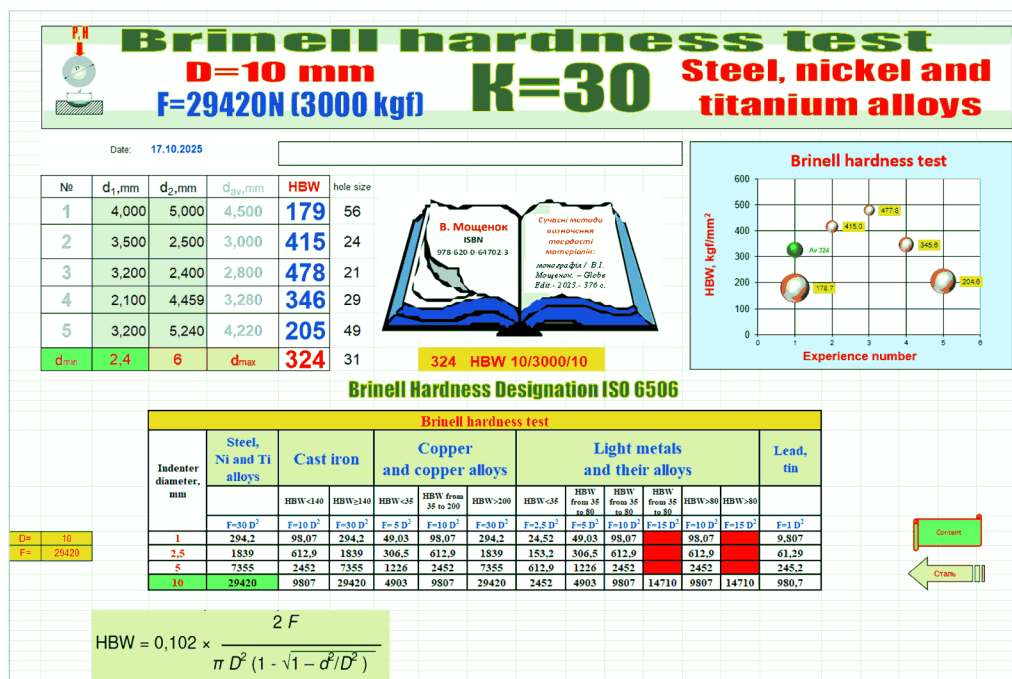


Fig. 3 – Final protocol for Brinell hardness measurement

Figure 3 illustrates the output protocol generated by the author's computer program after completing five indentation tests for steels, nickel, and titanium alloys (group $K = 30$, indenter diameter $D = 10\text{ mm}$, load $F = 29\,420\text{ N} = 3000\text{ kgf}$). The table contains five sets of measurements, including the indentation diameters (d_1 , d_2), their average value (d_{av}), and the calculated Brinell hardness (HBW). The average hardness, $324\text{ HBW } 10/3000/10$, calculated according to ISO 6506, is displayed automatically at the bottom of the table. The diagram on the right visualizes the distribution of the obtained data and the stability of the measurement results. At the lower section, a reference table for different material groups and indenter diameters serves as a quick guide for selecting test parameters. The program also performs an automatic control of permissible indentation diameters ($d_{min} = 2.4\text{ mm}$, $d_{max} = 6\text{ mm}$), issuing a warning if the values exceed the allowable range. This digitalized protocol represents the final Brinell hardness measurement report, ensuring full compliance with ISO 6506 requirements and facilitating both training and practical testing applications.

Conclusions

1. As a result of the work carried out, the possibilities of the Brinell method for assessing the hardness of construction and road machinery parts that are subjected to intense loads during operation were considered.
2. Emphasis was placed on the correct choice of indenter, load and test conditions in accordance with the requirements of ISO 6506-1.
3. The use of the author's programme, which automates the calculation of hardness and increases the accuracy and convenience of measurements, was demonstrated.
4. The results obtained confirm that the Brinell method remains a reliable tool for quality control of important machine-building parts, ensuring timely detection of wear and tear and increasing the safety and durability of equipment.

References

1. ISO 6506-1:2014. Metallic materials — Brinell hardness test — Part 1: Test method. Geneva: International Organization for Standardization, 2014.
2. Galetto M., Sola A., Scattina A., Chiandussi G., Rosso M. Defect Probability Estimation for Hardness-Optimised Parts by Selective Laser Melting (SLM) // International Journal of Precision Engineering and Manufacturing. – 2020. – Vol. 21. – P. 2259–2268. – DOI: 10.1007/s12541-020-00381-1.
3. Steel strength testing for in situ by Brinell hardness method // Journal of Civil Engineering and Management (ICE Publishing). – 2025. – DOI: 10.1680/jcoma.25.00035.
4. Analyzing and Identifying Mechanical Properties of Crankshaft // Journal of Multidisciplinary Engineering Science and Technology (JMEST). – 2014. – Vol. 1, No. 5. – P. 286–291. –
URL: <https://www.jmest.org/wp-content/uploads/JMESTN42350454.pdf>.

OPTIMIZATION OF RESTORATION TECHNOLOGY SELECTION FOR PISTON CONCRETE PUMP COMPONENTS USING THE ANALYTIC HIERARCHY PROCESS

Vladimir Blazhko¹, Leonid Sayenko², Anna Anishchenko³, Oleksiy Hryhorkiv⁴

¹*Associate Professor of the Department AKIT O. M. Beketov National University of Urban Economy in Kharkiv, Kharkiv, Ukraine*

²*Associate Professor of the Department AKIT O. M. Beketov National University of Urban Economy in Kharkiv, Kharkiv, Ukraine*

³*Associate Professor of the Department AKIT O. M. Beketov National University of Urban Economy in Kharkiv, Kharkiv, Ukraine*

⁴*PhD student of the Department AKIT O. M. Beketov National University of Urban Economy in Kharkiv, Kharkiv, Ukraine*

Piston concrete pumps are widely used in modern construction for transporting concrete mixtures to elevated or distant locations. Their operation involves high-pressure pumping through pipelines, causing severe abrasive wear of piston assemblies, cylinders, and valves. Such wear leads to leakage, loss of efficiency, and increased energy consumption. The replacement of worn components is costly; therefore, efficient restoration techniques are crucial to extend the service life of equipment and reduce maintenance expenses.

Traditional selection of repair technologies is often based on empirical experience and intuition rather than formalized analysis. This approach neglects many influencing factors such as surface adhesion, coating durability, environmental impact, and operational cost, resulting in suboptimal repair decisions. Hence, a structured and quantitative decision-making model is necessary to evaluate restoration alternatives comprehensively.

The problem addressed in this research is the identification of an optimal restoration method for worn cylindrical surfaces of piston concrete pumps that operate under abrasive, cyclic, and high-pressure conditions.

The objective is to apply the Analytic Hierarchy Process (AHP) to select the most rational and efficient technology among surfacing (welding), galvanic coating, and thermal spraying, based on multiple technical and economic criteria. The goal is to minimize subjectivity in decision-making and establish a replicable, evidence-based procedure for industrial maintenance.

The AHP method, developed by T. Saaty, is a structured technique for organizing and analyzing complex decisions through pairwise comparisons and hierarchy building. It allows combining quantitative and qualitative factors, which makes it suitable for engineering decision-making.

In this study, a three-level hierarchy model was developed:

- Level 1 (Goal): Selection of the optimal restoration technology.
- Level 2 (Criteria): Seven decision factors - simplicity of implementation (C1), cost (C2), time consumption (C3), environmental safety (C4), restoration quality (C5), post-repair service life (C6), and coating adhesion (C7).
- Level 3 (Alternatives): Surfacing (A1), Galvanic Coating (A2), and Thermal Spraying (A3).

Each criterion was evaluated using the pairwise comparison method on the Saaty scale (1-9) [1]. The normalized weights were then calculated to determine the relative importance of each criterion. The local and global priorities were derived for each alternative according to equations (1) - (4) in the AHP framework.

The computations revealed the following weight coefficients of criteria: C1 - 0.1378; C2 - 0.0787; C3 - 0.0540; C4 - 0.0343; C5 - 0.3286; C6 - 0.2069; C7 - 0.1594. These values indicate that restoration quality (C5) and service life (C6) are the dominant factors influencing the final decision.

The normalized local priorities of alternatives were determined for each criterion. The global priority index, which reflects the overall effectiveness of each method, was calculated as the weighted sum of local priorities multiplied by their respective criterion weights. The results are summarized as follows:

Alternative (Restoration Method)	Global Priority
Surfacing (Welding)	0.4002
Thermal Spraying	0.3442
Galvanic Coating	0.2556

These results demonstrate that surfacing offers the best balance of performance and cost, making it the preferred option for restoring concrete pump components. Surfacing ensures a dense, high-adhesion layer capable of withstanding abrasive loads, while also providing acceptable process simplicity and moderate cost.

Thermal spraying ranks second, being suitable for applications that require minimal heat impact and high precision but where coating adhesion is less critical. Galvanic coating, while providing excellent surface finish, is limited by its thin layer and lower durability under high-pressure abrasive conditions typical for concrete pumping systems.

The findings align with previous studies [2-6], confirming that surfacing is particularly effective in extending the service life of heavily loaded construction machinery parts. Furthermore, the AHP method proved reliable in integrating technical, economic, and ecological aspects, allowing a more comprehensive comparison than conventional evaluation methods.

Conclusions

The research confirmed the feasibility and practical value of using the Analytic Hierarchy Process to justify the choice of restoration technology for piston concrete pump components. Key conclusions include:

1. AHP enables a structured and transparent decision-making process, combining both quantitative and qualitative criteria.
2. Among the analyzed technologies, surfacing (welding) achieved the highest global priority (0.4002), ensuring the optimal combination of wear resistance, durability, and cost-efficiency.
3. Thermal spraying can serve as an effective alternative for components requiring minimal thermal deformation.
4. Galvanic coating is not recommended for high-abrasion, high-pressure conditions due to limited coating thickness and adhesion.
5. The methodology can be extended to other types of construction and road machinery, offering a universal framework for optimizing maintenance decisions.

Implementation of such an approach allows enterprises to reduce downtime, improve operational reliability, and extend the lifecycle of high-cost mechanical systems.

References

1. Saaty, T. L. *Decision Making with the Analytic Hierarchy Process*. *International Journal of Services Sciences*, 1(1), 83–98, 2008.
2. Vaidya, O. S., & Kumar, S. *Analytic Hierarchy Process: An Overview of Applications*. *European Journal of Operational Research*, 169, 1–29, 2006.
3. Lukin, A. Yu., & Horbatiuk, S. M. *Surfacing in Mechanical Engineering: Modern Technologies*. *Mechanical Engineering Bulletin*, 4, 22–27, 2018.
4. Zubarev, S. P., & Yefimenko, P. V. *Thermal Spraying and Its Application in Engineering*. *Manufacturing Technology*, 1, 18–24, 2019.
5. Hrytsai V. P., Kuzmenko V. M. (2009) *Restoration of Worn Machine Parts*. Kyiv: Vyscha Shkola.
6. Parkhomenko V. V. et al (2020). *Machine Restoration Technologies: Textbook*. Kharkiv: KhNAD.

IMPROVEMENT OF A MECHANICAL PRESS TO STABILIZE PRESSURE DURING THE PRODUCTION OF CEMENT–SAND PRODUCTS

Leonid Saienko¹, Volodymyr Blazhko²

¹*Associate Professor of the Department AKIT O. M. Beketov National University of Urban Economy in Kharkiv, Kharkiv, Ukraine*

²*Associate Professor of the Department AKIT O. M. Beketov National University of Urban Economy in Kharkiv, Kharkiv, Ukraine*

The use of slag–cement binders for brick production responds to sustainability goals by recycling industrial by-products and lowering CO₂ emissions compared with autoclaved silicate technologies. Semi-dry pressing is a promising forming method that enables high compaction and dimensional stability, but product quality strongly depends on the stability of pressing pressure. Commercial knee-lever mechanical presses (e.g., SMC-294) commonly used in small and medium enterprises exhibit substantial force fluctuations, which reduce density uniformity and mechanical performance. This study aims to adapt the SMC-294 press by integrating a pressure stabilizer to improve homogeneity, strength, and process reliability for cement–sand–slag products.

A slag–cement mixture was prepared with granulated blast-furnace slag to quartz sand ratio 4:1 and Portland cement at 15 % of the filler mass. Working moisture content was 7.5 % (W/C = 0.5). Specimens (~2 kg each) were formed by semi-dry pressing in a 120 × 125 mm mold and cured under laboratory conditions (20 ± 2 °C, RH 60 ± 5 %) for 27 days without thermal treatment. Compressive tests were performed for specimens pressed at two nominal pressure levels: 20 MPa and 30 MPa. To stabilize pressing force on the SMC-294 mechanical press, a design adaptation was proposed: a split connecting rod whose effective length changes when a preset force is reached. The rod halves are linked by an elastic element (spring, pneumatic or hydraulic cylinder) that limits peak force and compensates for feed variability.

Experimental results show that increasing pressing pressure from 20 to 30 MPa raises average density from 1.92 to 1.98 g/cm³ and compressive strength from 11.2 to 17.2 MPa, confirming a strong dependence of properties on pressing pressure. Analysis of press kinematics $Q = f(\varphi)$, based on measured compression curves $q = f(\gamma)$ for the mixture, reveals a rapid pressure increase during the final phase of compression. Small mass or feed variations (≈7 %) can cause pressure deviations exceeding ±50 % without stabilization, leading to nonuniform products.

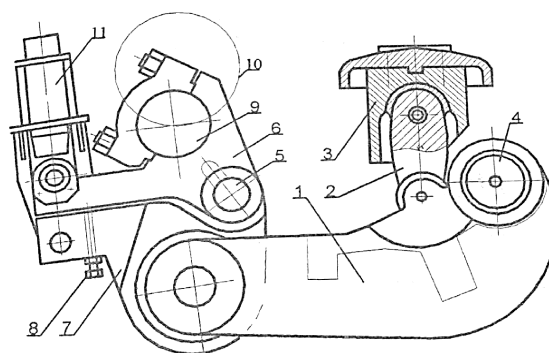


Fig. 1 - Design of the pressing mechanism of a toggle-lever press with a split connecting rod

1 – lever of the pressing mechanism; 2 – earring; 3 – pressing piston; 4 – axis of the lever, which is rigidly connected to the press frame; 5 – axis of the split connecting rod; 6 – upper part of the split connecting rod; 7 – lower part of the split connecting rod; 8 – bolt that regulates the length of the connecting rod; 9 – crankshaft journal; 10 – trajectory of movement of the crankshaft journal; 11 – hydraulic or pneumatic cylinder

Integration of the split-rod stabilizer enables limiting the maximum force (e.g., to 1000 kN) and smoothing the force profile. Key observations for the stabilized system are: - the stabilization interval is very short (≈ 0.1 s), requiring a fast-acting pneumatic or pneumo-hydraulic element; - lower target pressure levels necessitate longer stabilizer stroke and greater crank travel; - effective pressing duration (pressure ≥ 20 % of maximum) increases, improving compaction uniformity; - reverse torque on the crankshaft increases during stabilization and must be considered in mechanical design to avoid impact loads.

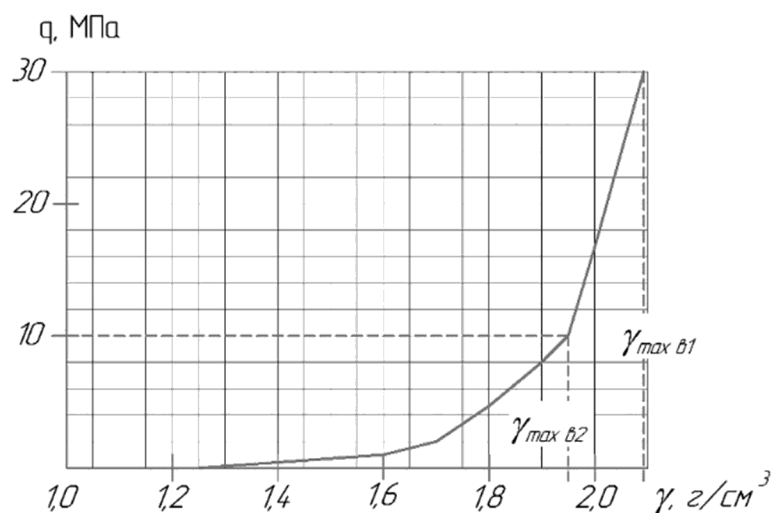


Fig. 2 - Compression curve of concrete mixture $q = f(\gamma)$

1 – inclined section at the beginning of pressing; 2 – section of exponential pressure growth at the final stage of pressing; $\gamma_{\max B2}$, $\gamma_{\max B1}$ – final density of pressed brick at maximum pressing pressures of 30 and 10 MPa, respectively

Pneumatic and pneumo-hydraulic stabilizers are preferable due to their low static stiffness and rapid response. The proposed method for calculating instantaneous pressing force uses the specimen height $H(\varphi)$ and the experimentally obtained compression curve $q(\gamma)$, allowing prediction of $Q(\varphi)$ for given feed and mixture properties. Applied on the SMC-294 press, this approach yields a practical means to reduce scatter in density and strength while retaining the economic advantages of mechanical presses for small-scale, energy-efficient production.

Conclusions

1. Pressing pressure critically affects density and compressive strength of semi-dry-pressed cement–sand–slag products; pressure stabilization is therefore essential for consistent quality.
2. A split-rod stabilizer integrated into the SMC-294 knee-lever mechanism can limit peak force and reduce pressure fluctuations caused by feed variability.
3. The pressing-force calculation based on the compression curve $q(\gamma)$ and press kinematics $H(\varphi)$ provides a reliable tool for designing and tuning stabilization systems.
4. The final densification stage features an exponential pressure rise; thus, stabilizers must be high-speed–pneumatic or pneumo-hydraulic devices are recommended.
5. The proposed adaptation improves repeatability of product properties and can be implemented to enhance energy-efficient brick production from secondary raw materials.

References

1. Wang M, Xu J, Zhang X, Tan L, Mei Y. Mechanical performance optimization and microstructural mechanism study of alkali-activated steel slag–slag cementitious materials. *Buildings*. 2024. Vol. 14(5). 1204.
2. Gupta V., Chai H. K., Lu Y., Chaudhary S. A state of the art review to enhance the industrial scale waste utilization in sustainable unfired bricks. *Construction and building materials*. 2020. Vol. 254. 119220.
3. Singh S., Maiti S., Bisht R. S., Panigrahi S. K., Yadav S. Large CO₂ reduction and enhanced thermal performance of agro-forestry, construction and demolition waste based fly ash bricks for sustainable construction. *Scientific Reports*. 2024. 14(1). 8368.
4. Stolboushkin A. Y., Ivanov A. I., Fomina O. A., Fomin A. S., Storozhenko G. I. Principles of optimal structure formation of ceramic semi-dry pressed brick. *Advanced Materials, Mechanical and Structural Engineering*, Taylor & Francis Group, London. 2016. P. 87–90.
5. Fayed E. K., El-Hosiny F. I., El-Kattan I. M., Al-Kroom H., Abd Elrahman M., Abdel-Gawwad H. A. An innovative method for sustainable utilization of blast-furnace slag in the cleaner production of one-part hybrid cement mortar. *Materials*. 2021. Vol. 14(19). P. 5669.

RESEARCH INTO THE POSSIBILITIES OF USING HYBRID POWER PLANTS IN CONSTRUCTION MACHINES

Volodymyr Rashkivskyi¹, Oleksiy Blyzniuk²

¹Associate Professor of the Construction Machinery Department Kyiv National University of Construction and Architecture, Kyiv, Ukraine

² student of the Construction Machinery Department Kyiv National University of Construction and Architecture, Kyiv, Ukraine

Modern trends in the construction industry are characterized by the active introduction of energy-efficient and environmentally friendly technologies, which necessitates the modernization of construction equipment. Rising fuel prices, increased environmental requirements, and the desire to reduce operating costs make it urgent to find alternative power supply schemes for construction equipment. [1-8]

One of the promising areas is the use of hybrid diesel-gas power plants that can provide an optimal balance between energy efficiency, power, and environmental safety. Such systems make it possible to reduce the consumption of traditional diesel fuel, reduce emissions of harmful substances (CO₂, NO_x, PM), and increase the reliability of equipment under variable loads.

The need to digitalize the processes of controlling the working bodies of machines makes the research even more relevant. The integration of IoT technologies (Internet of Things) into construction equipment opens up opportunities for remote monitoring of technical condition, energy consumption analysis, and failure prediction. Thus, the development of a hybrid diesel-gas-electric power system with digital diagnostic tools is a relevant scientific and technical task aimed at increasing the efficiency of construction equipment.

The purpose of the research is to develop, model, and conduct a feasibility study of a hybrid diesel-gas-electric power plant for construction machinery with a digital system for monitoring operating parameters.

The object of research is the power system of a construction machine with combined diesel-gas-electric power supply and digital control.

The subject of research is the regularities of interaction of elements of a hybrid power plant, energy conversion processes and indicators of efficiency, reliability and environmental friendliness of its operation.

Power systems of modern construction machines are constantly developing in accordance with the trends of increasing fuel efficiency, environmental safety and autonomy of work. From the standpoint of design and type of energy carrier, power plants are conventionally divided into the following groups:

- traditional – internal combustion engines (diesel or gasoline), which provide direct mechanical power transmission to the running or working system of the machine;

- hybrid – combined systems in which the internal combustion engine works together with an electric machine, ensuring optimization of energy flows and the possibility of recuperation;
- electric – systems powered by a traction battery or external power grid (cable solutions), oriented to work in conditions of strict environmental restrictions;
- alternative – installations based on hydrogen technologies and fuel cells, which provide for the absence of harmful emissions in the working area.

A hybrid power plant combines an internal combustion engine (ICE) and an electric machine (traction motor/generator), the operation of which is coordinated by an energy flow control system. This approach provides: energy recovery during braking or lowering of the load, which in traditional systems is lost as heat; the ability to operate the ICE in maximum fuel efficiency modes or completely turn it off in the event of low load; reduction in operating fuel consumption by 20–40% in cyclic urban operating modes (Komatsu PC200-8 Hybrid, 2023), which is typical for excavators, loaders and cranes [5].

Hybrid power systems of construction machines are integrated complexes that combine electrical, mechanical and hydraulic subsystems. Typical structural elements of such installations are:

- Internal combustion engine as the main energy source;
- Electric generator and traction electric motor in various configurations;
- Electricity storage (battery or supercapacitor system);
- Energy management system – EMS;
- Recuperation module that transforms excess mechanical energy into electrical energy [9, 10].

According to the principle of subsystem interaction, the following hybrid architectures are distinguished: parallel - the electric motor and the internal combustion engine can simultaneously transmit power to the machine drive, which increases traction efficiency; serial - the internal combustion engine drives a generator that powers the electrical actuators or charges the batteries; traction force is created exclusively by electric motors; mixed (combined) - combines the advantages of previous schemes, ensuring energy efficiency in a wide range of operating modes [9, 10].

Hybrid drive technologies are actively implemented by the world's leading manufacturers of construction equipment: Komatsu (Japan) - hybrid excavator PC200-8 Hybrid with hydraulic-electric energy storage provides 25–40% fuel consumption reduction; Volvo CE - models EX03 Hybrid, L25 Electric are characterized by reduced noise load (up to –10 dB), which is important for urban conditions; Caterpillar - prototype Cat 336E H Hybrid uses the accumulation of energy of lowering the boom; Doosan Infracore — experimental machines with double recovery of kinetic energy of the boom [3-6]; Liebherr - heavy-duty cranes of the LR 1250.1 unplugged series, capable of operating both from the network and autonomously.

These examples confirm the relevance of the transition of construction equipment to energy-saving solutions in response to global environmental requirements.

Thus, the hybridization of construction machines is considered a technology that already at the implementation stage provides a practical economic and environmental effect.

The general energy model of the hybrid plant has the form [9, 10]:

$$P_{total} = P_{diesel} + P_{elec} - P_{loss}, \quad (1)$$

P_{diesel} — power of the diesel engine; P_{elec} — power of the electric module; P_{loss} — friction, conversion, and recovery losses.

The dependence of specific fuel consumption on load can be described by the equation:

$$b_{fuel} = a_0 + a_1 \cdot \eta, \quad (2)$$

where η is the efficiency of the installation, a_i are empirical coefficients.

A discrete model is used to predict the dynamics of energy consumption and battery status:

$$SOC_{t+1} = SOC_t - P_{elec}(t) \cdot \Delta t / C_{bat} \quad (3)$$

$$Fuel_{t+1} = Fuel_t - (b_{fuel} \cdot P_{diesel} \cdot \Delta t) \quad (4)$$

Such modeling allows to estimate: residual energy reserve; fuel consumption per cycle; optimal mixed operation modes of diesel. Result of modelling is shown on fig.1-4.

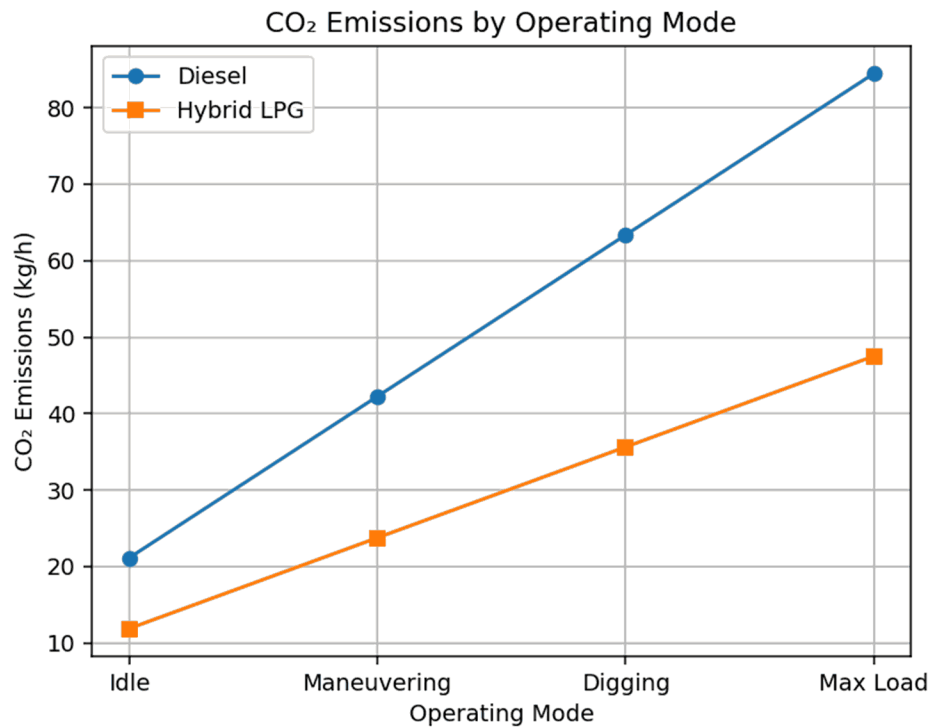


Fig. 1 - Diagram of the CO₂ emissions comparison with different operating mode of excavator

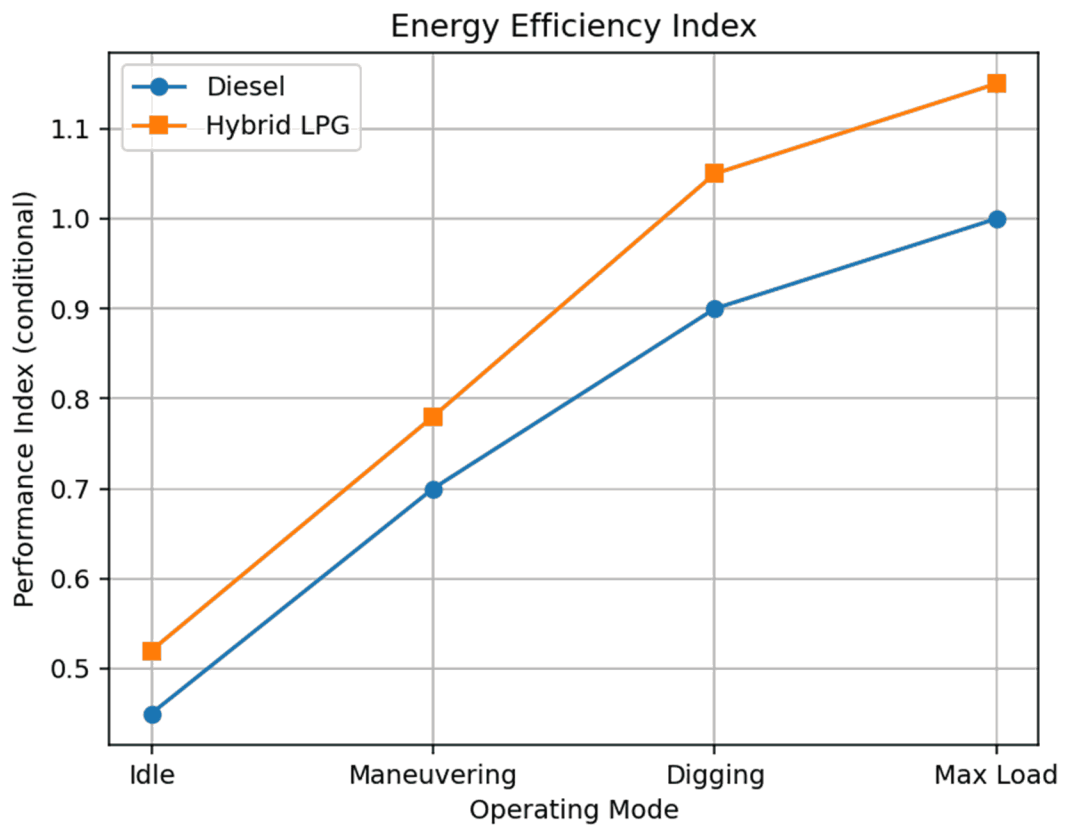


Fig. 2 - Graph of energy efficiency index

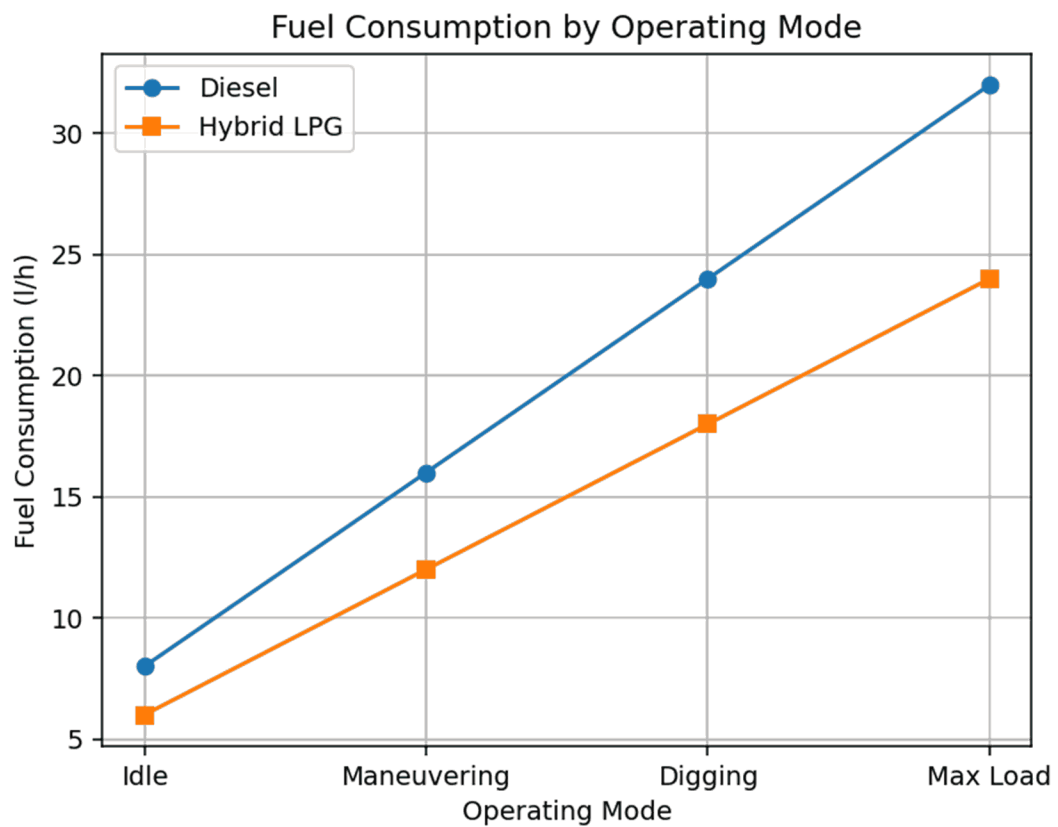


Fig. 3 - Graph of fuel consumption by excavator operating mode

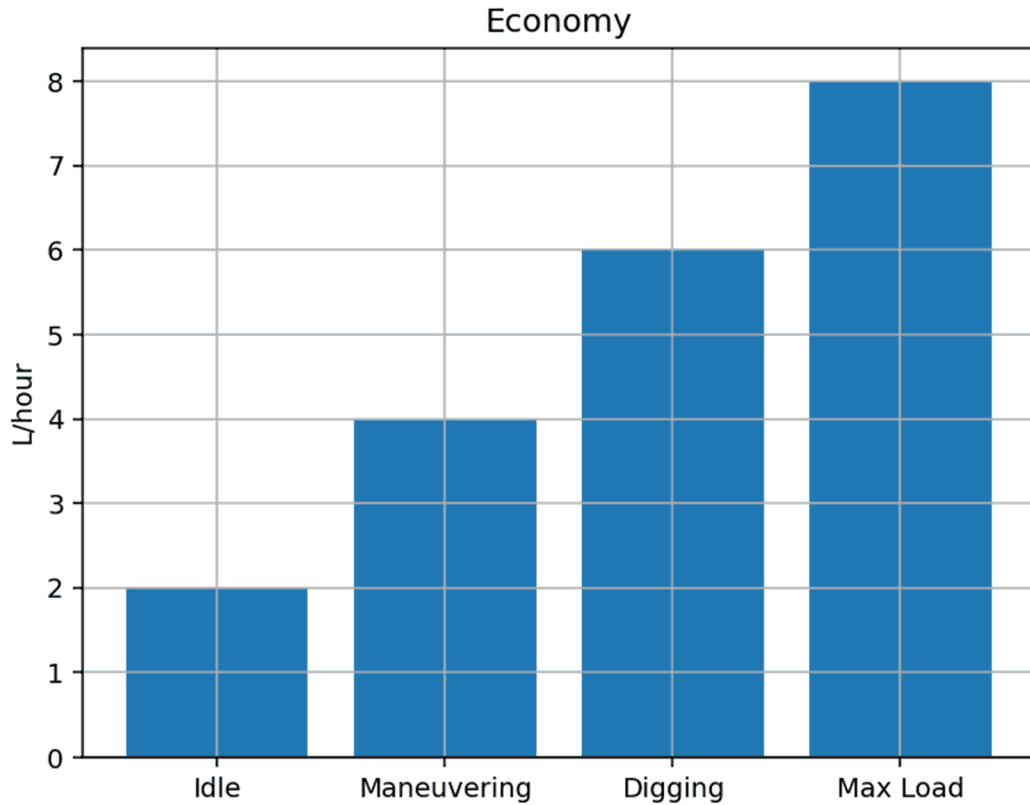


Fig. 4 - Graph of fuel economy by excavator operating mode

Simulation results clearly demonstrate that hybrid powertrains provide improved operational efficiency compared to conventional diesel systems under varying duty cycles such as idle, maneuvering, working load, and peak productivity conditions. The observed improvements include stabilized torque delivery, reduced excessive idling, and more efficient utilization of engine power. These findings validate the applicability of hybridization as a practical solution for real-world construction environments characterized by frequent load changes, stop-and-go movement, and cyclic operations.

The combined (or power-split) architecture enables simultaneous and/or independent operation of the internal combustion engine and electric drives. This architecture provides flexible power distribution while maintaining high system efficiency under both traction and hydraulic actuation demands. The possibility of operating in fully electric, fully mechanical, or hybrid modes ensures optimal compatibility with diverse functional requirements of construction machinery, including dynamic loads and precision control tasks. Therefore, the combined configuration ensures maximum adaptability to various working scenarios.

The Energy Management System (EMS) plays a critical role in real-time decision-making regarding power distribution among the engine, electric motor, and energy storage unit. Advanced control algorithms minimize inefficient engine operation, enhance recuperation during braking or lowering loads, and reduce overall mechanical stress on the drivetrain. Consequently, hybrid systems achieve a notable reduction in fuel consumption and greenhouse gas emissions, while simultaneously extending component life and decreasing operational costs.

The acquired modeling data form a reliable analytical basis for structural improvements, powertrain scaling, and redesign processes. Insights obtained from performance and energy flow analysis can be directly applied to prototype development, modernization of current construction equipment fleets, and strategic selection of hybridization methods depending on machine class and operational profile. This enables industry stakeholders to accelerate the transition toward more sustainable and economically efficient construction machinery.

Future advancements in hybrid construction machinery will depend on the integration of intelligent supervisory control systems capable of predictive and adaptive energy management. AI-based solutions, including machine learning and model-predictive control, can improve decision accuracy and dynamically adapt to changing external conditions such as load variability and terrain characteristics. Additionally, the application of innovative energy storage technologies with higher power density, faster charge cycles, and improved safety—such as lithium-iron-phosphate batteries and hybrid electric-supercapacitor systems—may significantly enhance durability, cost-effectiveness, and environmental performance of next-generation hybrid powertrains.

Conclusions

1. Hybridization of power plants in construction machines allows to reduce fuel consumption by 15–35%, depending on the type of working cycle.
2. The most promising for heavy equipment are hydraulic hybrids, while electric hybrids are effective in the middle class of machines.
3. The main trend is the combination of hydraulic recuperation with electric assist - the creation of integrated energy flow control systems.
4. Increasing efficiency is possible through the use of artificial intelligence in EMS systems to adapt operating modes.
5. The results obtained confirm the feasibility of further research - modeling energy flows and creating an experimental layout of the installation
6. In Ukraine, the relevance of the topic is enhanced by the need to modernize the construction fleet and transition to EU environmental standards

References

1. Pesonen, J., Prinz, R., Ovaskainen, H. et al. Alternative Powertrains and Fuels in Heavy Non-Road Mobile Machinery and Their Future Expectations - A Review. *Curr. For. Rep.* 11, 10 (2025). <https://doi.org/10.1007/s40725-024-00244-2>
2. An, Trinh & Truong, Hoai & Do, Tri Cuong & Nguyen, Manh Hung & Phan, Van Du & Ahn, Kyoung Kwan. (2022). Optimization-based energy management strategies for hybrid construction machinery: A review. *Energy Reports*. 8. 6035-6057. 10.1016/j.egyr.2022.04.050.

3. Antila, M. et al. (2025). Future Energy Technology for Nonroad Mobile Machines. Future Energy Technology for Nonroad Mobile Machines - Antila - 2025 - Advanced Energy and Sustainability Research - Wiley Online Library
4. Van Hien Nguyen, Tri Cuong Do, Kyoung Kwan Ahn. (2025) Hybrid powertrain with dual energy regeneration for boom cylinder movement in a hydraulic excavator, Automation in Construction. Volume 171, 2025. <https://doi.org/10.1016/j.autcon.2025.105974>
5. Zichang Lin, Zhenchuan Lin, Feng Wang, Bing Xu. A series electric hybrid wheel loader powertrain with independent electric load-sensing system. Energy. Volume 286. (2024) <https://doi.org/10.1016/j.energy.2023.129497>
6. Huawei Yi, Yangyang Cui, Han Li, Guanghan Huang, Kaiyun Liu, Linzhen Qu, Jing Yan, Lei Nie, Yifeng Xue. Assessing the feasibility and environmental benefits of electrifying construction machinery in Beijing. China. Journal of Environmental Sciences. Volume 159. (2025) Pages 374-382, <https://doi.org/10.1016/j.jes.2025.03.030>
7. Pate, K., El Breidi, F., Salem, T., & Lumkes, J. (2025). Industry Perspectives on Electrifying Heavy Equipment: Trends, Challenges, and Opportunities. *Energies*, 18(11), 2806. <https://doi.org/10.3390/en18112806>
8. Rădoi, R. I. et al. (2023). Hybrid Energy Storage System in Hybrid Construction Machinery. <https://doi.org/10.32056/KOMAG2023.1.1>
9. Bilokon S., Blyzniuk O., Rashkivskyi V. Development of running equipment of the construction transport module. Problems and prospects of development of technical and bioenergy systems of nature management: design and design: theses of the supplement of the 24th All-Ukrainian Conference of scientific and pedagogical workers, scientific employees and postgraduates (April 10–11, 2025). Kyiv: NUBiP of Ukraine, 2025. P. 88–90. https://nubip.edu.ua/sites/default/files/u232/zbirnik_3.pdf
10. Loveikin V., Pochka K., Prystaylo M., Pochka O. Implementation of the optimal dynamic mode of movement of a roller forming installation. // Mining, construction, road and reclamation machines. – 2022. – No. 99. P. 34-39. <https://doi.org/10.32347/gbdmm.2022.99.0303>.

OPTIMISATION OF OPERATING PARAMETERS OF HYDRAULIC DRIVES IN CONSTRUCTION AND ROAD MACHINERY USING ARTIFICIAL INTELLIGENCE

Oleksandra Kuzyor¹, Ihor Pimonov², Oleksandr Yaryzhko³, Yuriy Saliy⁴, Maksym Sanin⁵

¹Doctor of Science, Professor, Head of Department, University of Silesia, Katowice, Poland

²Candidate of Technical Sciences, Head of Department, EVSBDM, Kharkiv National Automobile and Highway University, Kharkiv, Ukraine

³Candidate of Technical Sciences, Head of the Department of EVSBDM, Kharkiv National Automobile and Highway University, Kharkiv, Ukraine

⁴Assistant Professor, Department of EVSBDM, Kharkiv National Automobile and Highway University, Kharkiv, Ukraine

⁵Researcher, Kharkiv National Automobile and Highway University, Kharkiv, Ukraine

Modern construction and road machinery is characterised by high energy intensity, and their hydraulic drives operate under variable loads, aggressive environments and intense thermal conditions. Traditional methods of regulating hydraulic drive parameters do not always ensure their maximum efficiency, especially in difficult operating conditions. A topical area of development is the application of artificial intelligence (AI) technologies, which enable adaptive control, failure prediction and optimisation of hydraulic systems in real time.

Efficiency and reliability can vary significantly due to a multitude of factors, from oil temperature and viscosity to component wear. Traditional control methods based on fixed settings and scheduled maintenance often fail to fully unlock the potential of these systems. Artificial intelligence (AI) can be used to optimise the approach to hydraulic drive control.

The main operational problems of hydraulic drives are:

- fluctuations in working pressure and flow;
- energy losses due to hydraulic resistance and leaks;
- overheating of the working fluid and degradation of its properties;
- difficulty in maintaining optimal operating conditions under dynamic loads;
- increased wear of hydraulic equipment components.

Traditional diagnostic and control methods are mostly reactive, whereas the use of AI opens up opportunities for preventive and optimised management. AI technologies, in particular machine learning and deep learning, enable the creation of a "smart" system capable of analysing large amounts of data obtained from sensors installed on the hydraulic system. This includes data on pressure, temperature, oil consumption, vibrations, as well as information about the current load and operating mode of the machine.

Based on this data, the AI model can perform the following key functions. **Predictive Maintenance.** Machine learning methods analyse data from pressure, temperature, vibration and flow sensors, making it possible to predict the likelihood of component failure and prevent emergencies. This means that there is no need to wait for a scheduled inspection or sudden failure; AI analyses system performance and predicts potential malfunctions long before they occur. For example, a slight increase in temperature or change in vibration may indicate the onset of pump wear or filter clogging. This allows the component to be replaced in a timely manner, preventing costly downtime.

Adaptive control. Neural networks and fuzzy logic enable the creation of algorithms that automatically adjust hydraulic drive parameters depending on load, temperature, and speed characteristics. AI can optimise hydraulic system parameters in real time, adapting them to current conditions. For example, under high load, AI can automatically adjust pressure and flow rate to ensure maximum power while minimising energy consumption. When operating in cold weather, the system can adjust the pressure to compensate for oil viscosity, ensuring smooth operation.

Energy consumption optimisation. Artificial intelligence algorithms minimise hydraulic losses by optimally distributing working fluid flows and selecting rational operating modes for pumps and actuators. By analysing operating cycles and loads, AI can identify inefficient operating modes and suggest or automatically implement changes that reduce fuel consumption and increase the overall efficiency of the machine. For example, during idle periods, the system can switch the pump to low pressure mode.

Digital twins of hydraulic drives. The combination of mathematical modelling and artificial intelligence systems allows the creation of digital copies of hydraulic systems, enabling the testing of various operating scenarios without the risk of damaging real equipment. For example, a digital twin of an excavator's hydraulic drive controls the movement of the boom. It consists of: a hydraulic pump; a distributor; a hydraulic cylinder; connecting pipes; pressure and temperature sensors; working fluid. During operation, the excavator boom is constantly subjected to variable loads. This causes pressure fluctuations in the hydraulic system, changes in the working fluid flow rate and oil heating. In real conditions, it is difficult for the operator to determine the optimal operating mode to avoid pump overload or system overheating.

Digital twin. A computer model is created that reproduces the operation of the hydraulic drive in real time. The digital twin receives data from sensors: pressure in the hydraulic cylinder; working fluid temperature; flow rate and velocity; rod position.

Artificial intelligence algorithms analyse this data and predict:

- whether the oil will overheat during the next 10 minutes of operation;
- whether there is a risk of cavitation in the pump;
- which distributor settings will ensure minimal energy loss;
- the optimal boom speed to reduce load.

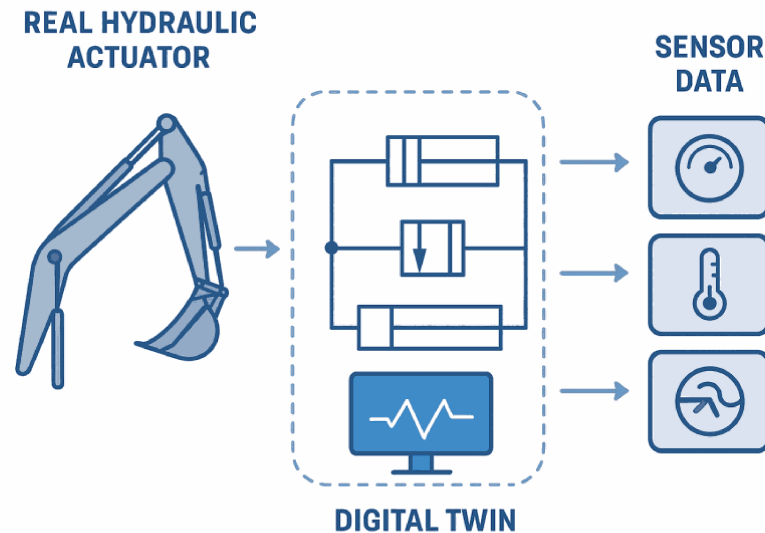


Fig. 1 - Excavator hydraulic drive and digital twin

As a result, the operator sees not only the current parameters on the display, but also the predicted state of the system. If there is a risk of overheating or overload, the system automatically adjusts the working fluid flow. At the same time, data is collected for predictive maintenance: the system can warn in advance about pump wear or the need to change the oil. In other words, the digital twin of an excavator's hydraulic drive is an integration of sensor data, mathematical modelling and AI algorithms that improves energy efficiency, prevents failures and increases the system's service life.

The implementation of AI solutions for hydraulic drives requires the integration of several key technologies:

Sensors. Expansion of the sensor fleet to monitor all critical parameters.

Telematics. Cloud data transmission systems for centralised analysis.

Cloud platforms and edge computing. Data processing can take place either on the machine itself (for reactive decisions) or in the cloud (for long-term analysis and model training).

Research results show that the use of AI allows:

- reducing the energy consumption of hydraulic drives by 10–18%;
- extending the service life of pumps and hydraulic cylinders by 20–25%;
- increasing the control accuracy of actuators by 15–20%;
- reduce the number of emergency failures by up to 30%.

A promising direction is the introduction of online optimisation systems that operate in cloud environments and use Big Data for model training, i.e. automatically optimise the operating modes of hydraulic drives in real time (or close to real time), reduce energy consumption and wear, prevent accidents and provide predictive maintenance through the analysis of large arrays of telemetry and historical data. This requires logical architecture, data sources and telemetry.

Sensors: pressure, oil temperature, flow rate, pump RPM, rod position, vibrations, power consumption, GPS, valve status.

Service logs, maintenance history, operator events, operating conditions (ambient temperature, operating mode).

Telemetry frequency: from 1 Hz (uncompressed) to 100 Hz for critical channels — balance as needed.

Steps for implementing the optimisation system:

Collection and synchronisation: timestamps, calibration, synchronisation with standard time.

Quality validation: emission filters, range checks, detection of "dead sensors".

Pre-processing in stream: spike removal, gap interpolation, sliding statistics.

Feature engineering: cycle aggregates, sliding averages, derivatives, spectral features for vibrations.

Labelling: accidents, degradation, optimal modes — manual and automatic (rules + operators).

Storage: raw+processed + metadata in Data Lake / TSDB.

Training (or pre-training): batch training on history + periodic retraining (daily/weekly) or online update.

Inference: local (edge) for critical decisions, cloud for analytics/policy management.

Feedback: recording of action results and measured effects → used for retraining.

The system can be implemented using the following algorithms and approaches.

Failure prediction: XGBoost/CatBoost, LSTM, Temporal CNN, survival analysis.

Mode optimisation (real time): Model Predictive Control (MPC) + hybrid-RL (for complex nonlinearities).

Anomaly detection: Autoencoder, Isolation Forest, streaming anomaly detection.

Online adaptation: incremental learning (SGD), Bayesian updating, continual learning.

Digital twins: physics-informed ML — physical model + data-driven correction.

Possible risks include:

-Poor data quality: build validation at an early stage, calibrate sensors.

Concept drift: monitoring, automatic triggers for retraining.

-Excessive automation: build in manual mode and rollback capability, safety rules.

-Data security: TLS encryption, IAM, log auditing.

-Lack of operator trust: explainability, HMI with transparent recommendations.

Conclusions

The application of AI in hydraulics opens up new horizons for the construction and road industries. It not only increases the efficiency and reliability of machines, but also contributes to a significant reduction in operating costs, a smaller environmental footprint, and increased work safety. Optimising the operating parameters of hydraulic drives using artificial intelligence is an effective way to improve their energy efficiency, reliability and durability. The use of adaptive algorithms, predictive models and digital twins creates the conditions for the transition to a new generation of intelligent hydraulic systems capable of independently analysing, learning and making decisions during operation. The future of construction equipment lies in autonomous and self-optimising systems, where AI will play a central role in every aspect of their operation. Further research should focus on the development of universal control platforms, the integration of AI with machine control systems and the introduction of cyber-physical technologies in the field of construction and road equipment.

References

1. Du, J., Wang, S., & Zhang, H. (2024). Research on fault diagnosis of hydraulic pump using convolutional neural network. *Applied Mechanics and Materials*, 764-765, 191–197. <https://doi:10.4028/www.scientific.net/AMM.764-765.191>
2. Strmčnik, E. ., & Konovšek, D. (2024). Energy analysis of a hybrid electro-hydraulic system for efficient mobile hydraulics. *Journal of Energy Technology*, 11(4), 19–27. <https://doi:10.18690/jet.11.4.19-27.2018>
3. Elmgerbi, A., Shokouhi, P., & Daryaei, B. (2023). Machine Learning Techniques Application for Real-Time Drilling Hydraulic Optimization. *Journal of Energy Resources Technology*, 145(8), 083103. <https://doi.org/10.1115/1.4057088>