

Міністерство освіти і науки України

**ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНОДОРОЖНІЙ
УНІВЕРСИТЕТ**



**ЗБІРКА НАУКОВИХ ПРАЦЬ
Всеукраїнської наукової конференції**

***«Підвищення ефективності експлуатації,
обслуговування і сервісу технологічних машин та
обладнання – 2026»***

29 січня 2026 року

Харків

ХНАДУ 2026

УДК 004.8:621.7:666.972:502, УДК 620.178.1, УДК 621.22:621.694.3, УДК 621.225, УДК 621.8, УДК 621.822.5:621.22:625.7.052, УДК 621.86, УДК 621.86(075.8), УДК 621.869, УДК 621.873.067, УДК 621.876, УДК 621.878.6:624.132.3, УДК 621.879.3:620.9, УДК 621.879+631.3, УДК 621.891, УДК 621.9.004.14:658.5.012.12, УДК 621.9.048.6, УДК 621.926, УДК 621.926.2, УДК 622.647.2, УДК 622.767.553, УДК 623.1/.7, УДК 624.012.4:624.046.1:658.512.4, УДК 624.1, УДК 624.132.3, УДК 625.08.004 (075), УДК 625.143:621.89, УДК 625.7.08, УДК 625.7.08.002.5, УДК 629.017, УДК 629.05:004.942:621.865:004.38, УДК 629.083+629.431, УДК 631.316.22, УДК 631.372:532.5, УДК 666.97.033.16.02-022.51, УДК 666.983

Збірка наукових праць Всеукраїнської наукової конференції «Підвищення ефективності експлуатації, обслуговування і сервісу технологічних машин та обладнання – 2026» 29 січня 2026р. Харків, ХНАДУ, 2026. 198 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.

Зміст

	Стор.
Вступ	9
1. Григорій АВРУНІН, Ірина МОРОЗ, Ігор БІЛАН, Станіслав НІКІТІН (Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна) СУЧАСНІ МЕТОДИ ВИПРОБУВАНЬ ГІДРОПРИВОДІВ БУДІВЕЛЬНИХ ТА ДОРОЖНІХ МАШИН	11
2. Максим БАЛАКА, Ірина ДУБОВИК (Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ, Україна) ОРГАНІЗАЦІЙНА МОДЕЛЬ ЗВЕДЕННЯ ОБ'ЄКТА З ВИКОРИСТАННЯМ ГРУПОВИХ ТЕХНОЛОГІЧНИХ МЕХАНІЗОВАНИХ МОДУЛІВ	14
3. Сергій БЛОКОНЬ (Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ, Україна) РОЗРОБКА РОБОТИЗОВАНОГО ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНОГО МОДУЛЯ ДЛЯ ПЕРЕМІЩЕННЯ АВТОМОБІЛІВ	18
4. Володимир БЛАЖКО, Леонід САЄНКО, Анна АНІЩЕНКО (Харківський національний університет міського господарства ім. О.М. Бекетова, м. Харків, Україна) ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ РУХОМИХ І СИЛОВИХ ВУЗЛІВ СТАЦІОНАРНОГО БЕТОНОЗМІШУВАЛЬНОГО ВУЗЛА ШЛЯХОМ АВТОМАТИЗОВАНОГО КОНТРОЛЮ ЇХ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ	22
5. Олексій ВАСИЛЬЄВ, Андрій ЧИСЛО (Полтавський національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», м. Полтава, Україна) КОНСТРУКТИВНІ ОСОБЛИВОСТІ ПРИВОДА УСТАНОВКА ДЛЯ ПРИГОУВАННЯ ТА ТРАНСПОРТУВАННЯ РОЗЧИННИХ БУДІВЕЛЬНИХ СУМІШЕЙ	25
6. Сергій ВАХНЮК (Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна) ВПЛИВ ПОСЛІДОВНОГО ВСТАНОВЛЕННЯ ДВОХ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ НА НЕРІВНОМІРНІСТЬ КРУТНОГО МОМЕНТУ	28
7. Сергій ВОРОНІН, Сергій СТЕФАНОВ, Анастасія ПИВОВАРОВА (Український державний університет залізничного транспорту, м. Харків, Україна) УДОСКОНАЛЕННЯ ПРОЦЕСУ МАЩЕННЯ РЕЙОК МЕТРОПОЛІТЕНІВ В КРИВИХ ДІЛЯНКАХ КОЛІЇ	32
8. Олександр ВУДВУД, Валерій ЛІНГУР, Тетяна ЧУМАЧЕНКО, Євген МИХАЙЛОВ (Національний університет «Одеська політехніка», м. Одеса, Україна) ОБҐРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНОЇ СХЕМИ КОЛОДКОВОГО ГАЛЬМА З	35

- КУЛАЧКОВИМ ПРИВОДОМ ТА КУЛЬКОВИМ ПЕРЕДАВАЛЬНИМ МЕХАНІЗМОМ
9. **Микола ГОЛОТЮК, Олена НАЛОБІНА, Оксана ВАЛЕЦЬКА** 39
(Національний університет водного господарства та природокористування, м. Рівне, Україна) ОЦІНКИ РИЗИКУ УЩІЛЬНЕННЯ ҐРУНТУ МОБІЛЬНИМИ ЕНЕРГЕТИЧНИМИ ЗАСОБАМИ ПІД ЧАС ВИКОНАННЯ РОБІТ
 10. **Михайло ДОЛІНСЬКИЙ** (Харківський національний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна) 41
ОБҐРУНТУВАННЯ МОДЕРНІЗАЦІЇ АЕРОДРОМНОГО БАГАТОЦІЛЬОВОГО КОНДИЦІОНЕРА АМК-24/56-131 ШЛЯХОМ ЗАСТОСУВАННЯ ЕЛЕКТРИЧНОГО ПРИВОДУ СПЕЦІАЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ
 11. **Олег ІВАНЕНКО, Заур МУСАЄВ** (Харківський національний 48
автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна)
ЗАСТОСУВАННЯ УДОСКОНАЛЕННЯ ЗАХИСНОЇ СИСТЕМИ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ КРАНІВ ВІД ГОРИЗОНТАЛЬНИХ УДАРІВ
 12. **Олег ІВАНЕНКО, Іван ФАТАЙМУХА** (Харківський національний 51
автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна)
ЗАСТОСУВАННЯ ПРИСТРОЇВ ДЛЯ ЗАХИСТУ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ КРАНІВ ВІД УДАРІВ ПРИ ЗІТКНЕННЯХ
 13. **Микола КЛИМЕНКО, Василь МАРАЧ** (Київський національний 55
університет будівництва і архітектури, м. Київ, Україна) ВПЛИВ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПОКАЗНИКІВ НА ВИБІР КОНСТРУКТИВНИХ ОСОБЛИВОСТЕЙ ВЕРТИКАЛЬНИХ ВАЛКОВИХ МЛИНІВ
 14. **Сергій КЛИМЧУК** (Східноукраїнський національний університет 59
імені Володимира Даля, м. Київ, Україна), **Олексій НЄЖЕНЦЕВ**
(Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», м. Київ, Україна) ЕКСПЕРТНЕ ОБСТЕЖЕННЯ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ КРАНІВ, ЯКІ ВІДПРАЦЮВАЛИ НОРМАТИВНИЙ ТЕРМІН ЕКСПЛУАТАЦІЇ, З ВИКОРИСТАННЯМ ТЕХНОЛОГІЇ ПРЕЦЕДЕНТІВ
 15. **Богдан КОРОБКО, Тетяна БУГРОВА, Дмитро БУГРОВ** 64
(Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», м. Полтава, Україна) ОСОБЛИВОСТІ РЕЖИМІВ РОБОТИ ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ КОМБІНОВАНОЇ ВІБРОАБРАЗИНОЇ ОБРОБКИ З АКТИВНИМ РОБОЧИМ ОРГАНОМ
 16. **Юрій КОРОТИЧ, Сергій ЖИГИЛІЙ, Денис СКЛЕМА** 68
(Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», м. Полтава, Україна) РАЦІОНАЛЬНА МОДЕЛЬ

- ВІБРОСТОЛУ З АВТОМАТИЧНИМ ВАЖІЛЬНИМ ОБЕРТАННЯМ ВІБРОЗБУДЖУВАЧА
17. **Ігор КОСМИНСЬКИЙ** (Київський національний університет будівництва та архітектури, м. Київ, Україна) ЗАСТОСУВАННЯ ШТУЧНОГО ІНТЕЛЕКТУ ДЛЯ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ СТАЛОСТІ ТА ЕКОЛОГІЧНИХ АСПЕКТІВ У ТЕХНОЛОГІЧНИХ МАШИНАХ ДЛЯ ФОРМУВАННЯ БЕТОННИХ ВИРОБІВ 73
 18. **Віктор КОСОЛАПОВ, Андрій ЗВЕРЄВ, Іван МАЛАПУРА** (Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна) МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ЗМІНИ ПРОДУКТИВНОСТІ ЕКСКАВАТОРА В ПРОЦЕСІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ З УРАХУВАННЯМ ЗМІН У РОБОЧІЙ РІДИНІ 77
 19. **Володимир КРАСНОКУТСЬКИЙ** (Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна) ОБҐРУНТУВАННЯ ПЕРЕДНЬОЇ НАВІСНОЇ СИСТЕМИ НА ТРАКТОРНЕ САМОХІДНЕ ШАСІ 83
 20. **Олександра КУЗЬОР** (Сілезький університет, Катовіце, Польща), **Ігор ПІМОНОВ, Юрій САЛІЙ, Максим САНІН** (Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна) ПІДВИЩЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ ПРОДУКТИВНОСТІ БУДІВЕЛЬНИХ МАШИН ВСТАНОВЛЕННЯМ ЕЛЕМЕНТІВ МАШИННОГО КОНТРОЛЮ В МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЮ РОБОЧОГО ОРГАНУ 88
 21. **Олександр ЛУК'ЯНЧУК, Олександр ІЛЮЧОК** (Національний університет водного господарства та природокористування, м. Рівне, Україна) ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ КОНУСНОГО НАКОНЕЧНИКА ҐРУНТОПРОКОЛЮЮЧОГО РОБОЧОГО ОРГАНУ 93
 22. **Василь МОЩЕНОК, Микола МАРИНОВСЬКИЙ** (Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна) ОЦІНКА ЯКОСТІ ДЕТАЛЕЙ БУДІВЕЛЬНИХ І ДОРОЖНИХ МАШИН ЗА ДОПОМОГОЮ МЕТОДУ БРІНЕЛЛЯ У МІКРО- ТА НАНОДІАПАЗОНАХ 96
 23. **Володимир МУЛЯР** (Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ, Україна) РОЗРОБКА ПРУЖНОГО РОБОЧОГО ОРГАНУ ДЛЯ ПРИБИРАННЯ ДОРОЖНЬОГО ПОЛОТНА В ЗИМОВИЙ ПЕРІОД 104
 24. **Іван НАЗАРЕНКО, Євген МІЩУК** (Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ, Україна) НАУКОВІ ОСНОВИ СИНЕРГЕТИЧНОГО ПРОЦЕСУ ПОДРІБНЕННЯ МАТЕРІАЛІВ РОБОЧИМИ ОРГАНАМИ МАШИН СТАТИЧНИМИ ТА ДИНАМІЧНИМИ НАВАНТАЖЕННЯМИ 108
 25. **Віктор НЕЧИПОРУК, Дмитро АЛЬБЕЩЕНКО** (Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ, Україна) 113

- Україна) ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ БУДІВЕЛЬНИХ МАШИН ШЛЯХОМ МОНІТОРИНГУ ЇХ ПАРАМЕТРІВ В РЕАЛЬНИХ УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ПРИ БУДІВНИЦТВІ ДОРІГ
26. **Олександр ОРИСЕНКО, Микола НЕСТЕРЕНКО** (Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», м. Полтава, Україна) УСТАНОВКА ДЛЯ ПРОКОЛУ ҐРУНТУ ПРИ БЕЗТРАНШЕЙНІЙ ПРОКЛАДЦІ ПІДЗЕМНИХ КОМУНІКАЦІЙ 118
27. **Ігор ПІМОНОВ, Андрій ЄФІМЕНКО, Михайло ТКАЧЕНКО** (Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна) ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ ТЕМПЕРАТУРИ РОБОЧОЇ РІДИНИ ГІДРОПРИВОДІВ МОБІЛЬНИХ МАШИН 121
28. **Ігор ПІМОНОВ, Олександр ЯРИЖКО, Наталія ПЕНКІНА** (Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна) ВИЗНАЧЕННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ГІДРОПРИВОДА БУДІВЕЛЬНОЇ МАШИНИ ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ ПРОДУКТИВНОСТІ 125
29. **Ігор ПІМОНОВ, Олександр ЯРИЖКО, Наталія ПЕНКІНА** (Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна) СТРАТЕГІЧНЕ УПРАВЛІННЯ ТЕХНІЧНИМ СТАНОМ БУДІВЕЛЬНИХ І ДОРОЖНИХ МАШИН 130
30. **Леонід РАЗАРЬОНОВ** (Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна) МЕТОДИКА ТА РЕЗУЛЬТАТИ ВИПРОБУВАНЬ ФРОНТАЛЬНОГО МАЛОГАБАРИТНОГО НАВАНТАЖУВАЧА З КОЛІСНОЮ ФОРМОЮ 4x4 136
31. **Володимир РАШКІВСЬКИЙ, Юрій ЗАЄЦЬ** (Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ, Україна) МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ СТРІЧКОВОГО ОПАЛУБНОГО МОДУЛЯ З ПІДРІЗАЮЧИМ НОЖЕМ 140
32. **Андрій РОГОВИЙ, Євген ТІМЧЕНКО, Данііл ДЬОМІН** (Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна) ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИХОРОКАМЕРНИХ НАСОСІВ ШЛЯХОМ ЗАКРУЧЕННЯ ОСЬОВОГО ПОТОКУ ЛОПАТЕВИМ НАПРАВЛЯЮЧИМ АПАРАТОМ 145
33. **Володимир СУПОНЄВ, Анатолій БАРСЬКИЙ** (Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна) СТВОРЕННЯ СВЕРДЛОВИНИ В ҐРУНТІ ДЛЯ ПІДЗЕМНИХ КОМУНІКАЦІЙ З ВИКОРИСТАННЯМ ҐВИНТОВОГО ҐРУНТОПРОКОЛЮЮЧОГО ОБЛАДНАННЯ 149

34. **Володимир СУПОНЄВ, Артем КОСТЮК** (Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна) ПНЕВМАТИЧНЕ ТРАНСПОРТУВАННЯ ҐРУНТУ ПРИ ФОРМУВАННІ ГОРИЗОНТАЛЬНОЇ СВЕРДЛОВИНИ НОЖОБУРОГВИНТОВИМ ТРУБОЗАГЛИБЛЮВАЧЕМ 153
35. **Володимир СУПОНЄВ, Віталій РАҒУЛІН, В'ячеслав НАВОЛОКОВ, Олег ЛЕМЕЦЬ** (Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна) ВИБІР ТА ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ШТАНГ ТА ЇХ ФІЗИКО-МЕХАНІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ МАТЕРІАЛУ ПРИ ПРОКОЛІ ҐРУНТУ 158
36. **Володимир СУПОНЄВ, Віталій РАҒУЛІН, Євгеній МАКОПУХ, Микита КУЛІКОВ** (Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна) ПЕРЕВАГИ ГЛИБОКОГО РІЗАННЯ ҐРУНТУ НОЖЕМ З ВІБРАЦІЙНИМ КОЛИВАННЯМ У ПОРІВНЯННІЗ ПАСИВНИМ (СТАТИЧНИМ) В МАШИНАХ ДЛЯ БЕЗТРАНШЕЙНОГО ПРОКЛАДАННЯ КАБЕЛІВ 161
37. **Володимир СУПОНЄВ, Євгеній ДОЛОТОВ** (Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна) ВИЗНАЧЕННЯ МАКСИМАЛЬНОГО ТЯГЛОВОГО ЗУСИЛЛЯ ВІД ҐВИНТОВОГО РОБОЧОГО ОРГАНУ 165
38. **Євген ТХОРУК, Богдан СТЕПАНЮК** (Національний університет водного господарства та природокористування, м. Рівне, Україна) АНАЛІЗ СУЧАСНИХ НАУКОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ У ГАЛУЗІ ГЛИБОКОЇ РОЗРОБКИ ҐРУНТОВОГО СЕРЕДОВИЩА 168
39. **Олена ХАЧАТУРЯН, Ілля ЄРМОЛАЄВ** (Центральноукраїнський національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна) ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ВПРОВАДЖЕННЯ СИСТЕМ ПРОГНОЗНОГО ТЕХНІЧНОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ 172
40. **Сергій ХАЧАТУРЯН, Вячеслав ПОЛЕЖАЙ** (Центральноукраїнський національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна) ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ НАПІВПРИЧІПНОГО СКРЕПЕРА 179
41. **Сергій ХАЧАТУРЯН, Олександр ПОЛЯКОВ** (Центральноукраїнський національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна) ЕНЕРГЕТИЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ПРОЦЕСУ РІЗАННЯ ТА ПЕРЕМІЩЕННЯ ҐРУНТУ ВІДВАЛОМ БУЛЬДОЗЕРА 182
42. **Владислав ХОЛОДЕНКО** (Національний університет водного господарства та природокористування, м. Рівне, Україна) АКТУАЛЬНІСТЬ ВПЛИВУ ШВИДКОСТІ КРИТИЧНО-ГЛИБИННОГО БЛОКОВАНОГО РІЗАННЯ ҐРУНТІВ НА 185

- ЕНЕРГОЄМНІСТЬ ЛАНЦЮГОВО-СКРЕБКОВИХ
ТРАНШЕЙНИХ ЕКСКАВАТОРІВ
43. **Андрій ХРУЦЬКИЙ, Віталій ТКАЧЕНКО** (*Криворізький національний університет, м. Кривий Ріг, Україна*) ПРОБЛЕМИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ СТРИЧКОВИХ КОНВЕЄРІВ ПРИ ТРАНСПОРТУВАННІ КРУПНОШМАТКОВОЇ ГІРСЬКОЇ ПОРОДИ 188
44. **Андрій ХРУЦЬКИЙ, Максим ФРАНУЗО** (*Криворізький національний університет, м. Кривий Ріг, Україна*) ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ФОРМИ КОРПУСА НА ПОТІК ПОВІТРЯ У РОБОЧІЙ ЗОНІ ВІДЦЕНТРОВОГО КЛАСИФІКАТОРУ 194

Вступ

Сучасна інженерна практика формується на поєднанні перевірених часом технічних рішень і нових цифрових, матеріалознавчих та організаційних підходів. Саме на цьому перетині побудовано зміст збірки наукових праць Всеукраїнської наукової конференції «Підвищення ефективності експлуатації, обслуговування і сервісу технологічних машин та обладнання – 2026», що відбулася 29 січня 2026 року в Харкові на базі Харківського національного автомобільно-дорожнього університету. Видання відображає актуальний стан наукових досліджень у галузі будівельних і дорожніх машин та водночас окреслює напрями їх подальшого розвитку.

Збірка об'єднала результати робіт науковців, викладачів, аспірантів і практиків з провідних технічних університетів України. Вона спирається на класичну інженерну школу, яка десятиліттями формувала надійні підходи до проектування й експлуатації машин, але водночас орієнтована на виклики найближчого майбутнього: підвищення енергоефективності, автоматизацію та роботизацію, цифрове моделювання, впровадження машинного контролю й елементів штучного інтелекту, забезпечення надійності та сталості технічних систем.

У матеріалах збірки розглянуто широкий спектр наукових і прикладних питань - від теоретичних положень і математичних моделей до конкретних методик випробувань, модернізації та сервісного супроводу машин і обладнання. Значну увагу приділено підвищенню надійності та довговічності вузлів і агрегатів, гідроприводам і приводним системам, тепловим режимам роботи, безпеці експлуатації підйомно-транспортного обладнання, процесам різання, переміщення та ущільнення ґрунтів, а також

сучасним підходам до оцінювання технічного стану і якості деталей за результатами механічних випробувань. Подані результати мають виразну практичну спрямованість і можуть бути безпосередньо використані в інженерній, проєктній та експлуатаційній діяльності.

Видання демонструє спадковість української інженерної науки, поєднуючи фундаментальні підходи до аналізу робочих процесів машин із сучасними цифровими інструментами розрахунку та оптимізації. Редакційна колегія забезпечила єдині вимоги до наукового рівня, структури й достовірності матеріалів, що робить збірку цілісним і надійним фаховим джерелом для науковців, викладачів, здобувачів освіти та інженерів-практиків.

СУЧАСНІ МЕТОДИ ВИПРОБУВАНЬ ГІДРОПРИВОДІВ БУДІВЕЛЬНИХ ТА ДОРОЖНІХ МАШИН

Григорій АВРУНІН¹, Ірина МОРОЗ², Ігор БІЛАН³, Станіслав НІКІТІН⁴

¹Кандидат технічних наук, доцент кафедри БДМ ім. А.М. Холодова, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна

²Старший викладач кафедри вищої математики, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна

^{3,4}Здобувач третього рівня вищої освіти (аспірант), кафедра БДМ ім. А.М. Холодова, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна

В Україні зі скасуванням ГОСТ 14658-89 і ГОСТ 2019-83 в частині методів випробувань об'ємних насосів і гідромоторів, відповідно, уведений стандарт ДСТУ ISO 4409:2013 [1]. В цьому стандарті розглянуті методи випробувань та подання основних сталих робочих характеристик об'ємних гідромашин - насосів та гідромоторів, а також гідропередач. В порівнянні зі скасованими стандартами приведені гідравлічні принципові схеми випробувань насосів із замкненим ланцюгом циркуляції робочої рідини та гідропередач. В новій редакції стандарту ISO 4409:2019 [2] збережені гідравлічні принципові схеми випробувань гідромашин і гідропередач, і введені типові функціональні залежності вихідних параметрів насосів і гідромоторів щодо ККД від тиску і частоти обертання. Ця редакція стандарту не передбачає випробувань гідромашин на міцність і визначення екстремальних частот обертання насосів, випробувань за рекуперативною схемою енергозбереження, визначення таких параметрів як момент зрушення і мінімальної частоти обертання гідромоторів. В той же час фахівцями в галузі об'ємних гідроприводів накопичений великий досвід випробування насосів і гідромоторів з метою вирішення задач діагностування технічного стану, визначення об'ємних і гідромеханічних втрат потужності, а також ресурсних випробувань. У зв'язку з сучасним поширенням використання гідравлічних приводів в будівельно-дорожніх і спеціальних мобільних машинах, зокрема вирішення задач створення нових машин, ремонту і модернізації тих, що знаходяться в експлуатації, виникла потреба в аналітичному огляду стандартних за ISO і накопичених методів випробувань гідромашин, і, безумовно, ознайомлення з ними здобувачів вищої освіти.

Слід також звернути увагу на загальні правила та вимоги щодо безпеки для систем та їхніх складників, які наведені в стандарті [3].

Розглянемо гідравлічну принципову схему стенда для випробування об'ємного гідропривода із замкненим ланцюгом циркуляції робочої рідини (рис. 1), яка включає насос Н1 з приводним двигуном Д1 і гідромотор М, який

навантажується гальмівним пристроєм Г. До складу основного контуру гідропривода входять зворотні клапани 3К1 і 3К2 системи підживлення від насоса Н2. Насос підживлення Н2 обертається від приводного двигуна Д2, всмоктує робочу рідину з гідробака Б та нагнітає її через зворотні клапани 3К1 і 3К2 в одну з ліній між насосом Н1 і гідромотором М, яка в даний час є лінією зливною, тобто низького тиску. Тиск в системі підживлення налаштовується запобіжним клапаном К3. Слід відмітити, що на цій схемі умовно не показані запобіжні клапани основного контуру між насосом Н1 і гідромотором М, а також гідроприспособи місцевого охолодження, які є штатними в сучасних гідроприводах. Система кондиціонування робочої рідини включає фільтр Ф в лінії нагнітання насоса підживлення Н2 та оливаохолоджувач АТ.

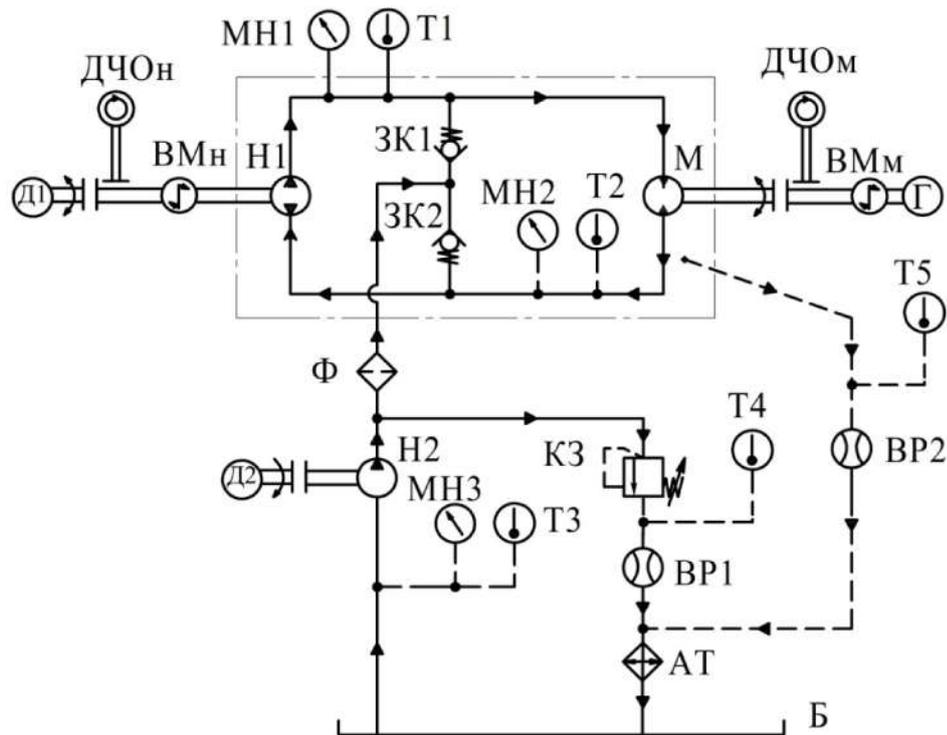


Рис. 1 - Гідрравлічна принципова схема стенда для випробування об'ємного гідропривода

При випробуваннях гідропривода (гідропередачі) контролюються такі параметри;

- частота обертання насоса Н1 і гідромотора М за допомогою перетворювачів ДЧОн і ДЧОм, відповідно;
- крутний момент на обертання насоса Н1 вимірювачем ВМн;
- крутний момент гідромотора М вимірювачем ВМм;
- витрата рідини на виході з запобіжного клапану К3 витратоміром ВР1;
- витрата рідини на виході з дренажного отвору гідропривода витратоміром ВР2;
- перепад тисків в гідроприводі за допомогою манометрів МН1 і МН2;
- тиск в лінії всмоктування насоса підживлення манометром МН3;

- температура робочої рідини на окремих ділянках гідросистеми термометрами $T_1 \dots T_5$.

Загальний ККД гідропередачі розраховують за формулою:

$$\eta_{\text{г}}^T = \frac{n_2 \cdot T_2}{n_1 \cdot T_1} \cdot 100, \% , \quad (1)$$

де n_1 і n_2 – частоти обертання насоса і гідромотора, відповідно, хв^{-1} ,
 T_1 і T_2 – крутний момент насоса і гідромотора, відповідно, Н.м.

Висновки

1. Стандарти ISO 4409 щодо методик випробувань насосів, гідромоторів і гідропередач потребують поширення засобів вимірювань витрат, тиску, втрат і температури робочої рідини на різних ділянках гідравлічних схем в порівнянні з раніше застосованими стандартами розробки ВНДГідропривод минулих років.

2. З точки зору досліджень втрат потужності в гідромашинах, проведення ресурсних випробувань, а також діагностики післяремонтних випробувань можуть бути корисними оригінальні методики, зокрема з точки зору підвищення інформативності досліджень, енергозбереження та скорочення номенклатури стендового обладнання.

Література

1. Національний стандарт України. Об'ємні гідроприводи. Насоси об'ємні, гідромотори та гідропередачі. Методи випробувань та подання основних сталих робочих характеристик. (ISO 4409:2007, IDT), ДСТУ ISO 4409:2013. БЗ-№ 11–2013/410. 22 с.

2. International Standard. Hydraulic fluid power – Positive-displacement pumps, motors and integral transmissions – Methods of testing and presenting basic steady state performance. ISO 4409. Third edition 2019-07. 34 p.3.

3. Національний стандарт України. Система гідравлічна. Загальні правила та вимоги щодо безпеки для систем та їхніх складників. ДСТУ EN ISO 4413:2018 (EN ISO 4413:2010, IDT; ISO 4413:2010, IDT). 33 с.

ОРГАНІЗАЦІЙНА МОДЕЛЬ ЗВЕДЕННЯ ОБ'ЄКТА З ВИКОРИСТАННЯМ ГРУПОВИХ ТЕХНОЛОГІЧНИХ МЕХАНІЗОВАНИХ МОДУЛІВ

Максим БАЛАКА¹, Ірина ДУБОВИК²

¹Кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри будівельних машин, Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ, Україна

²Провідний інженер кафедри будівельних машин, Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ, Україна

Організація будівництва при застосуванні групових механізованих модулів ковзного типу ґрунтується на потоково-модульній схемі, яка передбачає розподіл об'єкта на незалежні виробничі секції, що працюють у взаємному часовому зсуві.

Це дозволяє забезпечити ритмічність процесу бетонування, рівномірне навантаження на механізовані комплекси і скорочення терміну зведення будівлі в цілому [1-6].

У межах організаційної структури виділяють три основні рівні:

- рівень технологічного модуля — безпосереднє управління параметрами підйому, бетонування та контролю.
- рівень секції — синхронізація групи модулів, організація подачі суміші, армування та контролю якості.
- рівень будівлі — загальне управління потоками, логістикою матеріалів і координацією робіт між секціями.

Для зведення будівлі висотою 12 поверхів при чотирьох секціях організаційна схема забезпечує безперервний добовий цикл із зміною робочих фронтів через 10–12 год, що відповідає оптимальній тривалості одного технологічного циклу модулів (рис.1).

Будівельний процес при використанні модульної системи включає такі основні види робіт:

- підготовчі (монтаж напрямних, розмітка, встановлення модулів);
- арматурні (збирання та встановлення арматурних каркасів);
- бетонування (подача, ущільнення, контроль витримки);
- підйом опалубки (гідрравлічне переміщення);
- контроль, очищення та переміщення модулів на нову секцію.

Послідовність операцій визначає циклограму зведення вертикальних елементів, у якій виділяють три фази:

- основна — безпосереднє бетонування й формування поверхні.
- підготовча — арматурні та опалубні операції.
- заключна — контроль, очищення, переміщення обладнання.

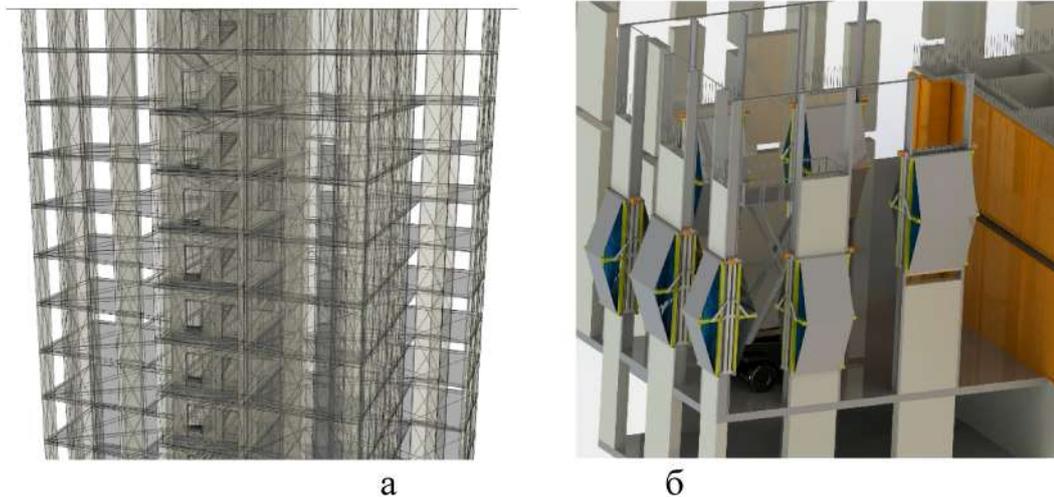


Рис. 1 – Схема зведення монолітних конструкцій: а – конструктивна схема будівлі; б – схема роботи групових механізованих модулів.

Суміщення фаз у часі дає можливість реалізувати безперервний потоковий графік, при якому затримки на стиках циклів не перевищують 0,5 – 1 год.

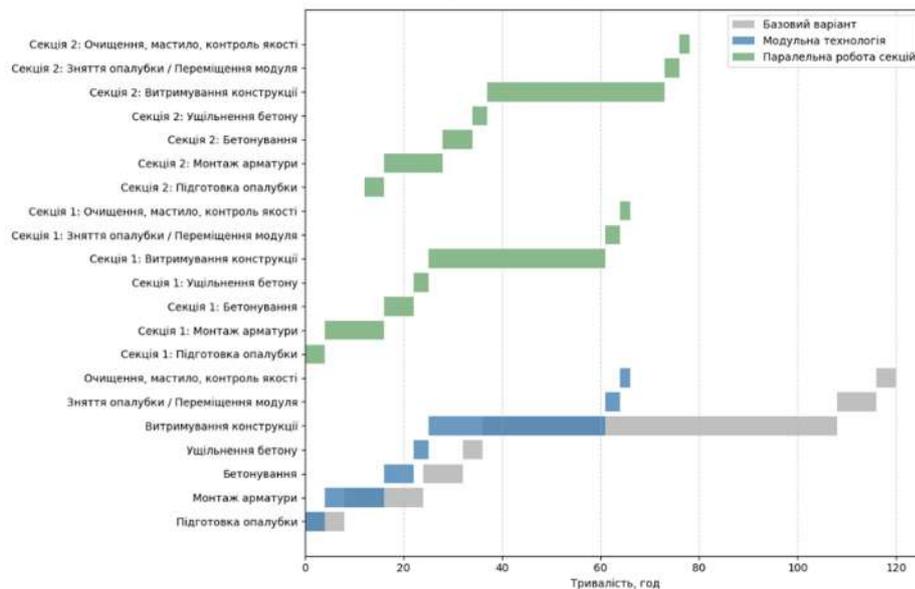


Рис. 2 – Приклад циклограми процесу зведення вертикальних конструкцій

У порівнянні з традиційним переставним методом [2] це скорочує тривалість зведення поверху з 6 до 4 діб.

Для кількісної оцінки ефективності організації робіт використано три інтегральні показники.

Коефіцієнт ритмічності процесу:

$$K_p = \frac{t_\phi}{t_N} \quad (1)$$

де t_ϕ - фактична тривалість циклу;

t_N - нормативна тривалість циклу.

Для досліджуваної технології [3] $K_p = 0,85 - 0,90$, що свідчить про високу стабільність ритму.

Коефіцієнт змінності використання обладнання:

$$K_3 = \frac{T_3}{T_{\text{Ц}}} \quad (2)$$

де T_3 - тривалість зміни,
 $T_{\text{Ц}}$ - цикл бетонування.

Для досліджуваної технології [3] $K_3 = 2,0 - 2,2$, тобто обладнання використовується практично без простоїв.

Коефіцієнт організаційного узгодження потоків:

$$K_O = \frac{N_{\text{П}}}{N_{\text{Ц}}} \quad (3)$$

де $N_{\text{П}}$ - кількість одночасно діючих потоків,
 $N_{\text{Ц}}$ - загальна кількість циклів.

У запропонованій схемі $K_O = 0,75 - 0,8$, що на 30 % вище порівняно з традиційною секційною організацією.

Економічну ефективність технології визначено відповідно до ДСТУ Б Д.1.1-1:2013 «Правила визначення вартості будівництва» та ISO 15686-5:2017 «Building and constructed assets – Service life planning – Part 5: Life-cycle costing».

Витрати порівнювались для двох варіантів:

- Базовий варіант: використання переставної щитової опалубки типу ДОКА;
- Досліджуваний варіант: використання групових механізованих модулів ковзного типу.

Розрахунок виконано для зведення пілонів загальною площею 3000 м² (12 поверхів).

Таблиця 1

Результати порівняльного аналізу

Показник	Базовий варіант	Запропонована технологія	Відхилення, %
Трудомісткість, люд·год/м ²	1,25	0,65	-48
Тривалість циклу, год	16	10-12	-30
Коефіцієнт оборотності	50	85-90	+70
Енергозатрати, кВт·год/м ²	0,18	0,13	-28
Якість поверхні, Ra, мм	0,9	0,4	покращено
Собівартість 1 м ² , грн	345	290-300	-15

Отже, економічний ефект від впровадження технології становить:

$$E = (C_b - C_n) \cdot A = (345 - 295) \cdot 3000 = 150,00 \text{ грн} \quad (4)$$

де A - площа вертикальних конструкцій.

При капітальних витратах на виготовлення комплексу модулів 500 000 грн, термін окупності становить менше 1 року, що є економічно обґрунтованим для серійного будівництва.

Враховуючи, що один комплект модулів може бути використаний до 100 циклів, розрахунок за методом повних витрат життєвого циклу (Life Cycle Costing) показав:

$$C_{Ж} = C_I + C_E + C_3 \quad (5)$$

де C_I - інвестиційні витрати (500 тис. грн),
 C_E - експлуатаційні витрати за весь період (≈ 250 тис. грн),
 C_3 - залишкова вартість після використання (≈ 50 тис. грн).

Тоді, $C_{Ж}=700\,000$ грн., що відповідає $7,0$ грн/м² за один цикл використання. Для порівняння, традиційні системи мають $C_{Ж}=10\text{--}12$ грн/м², що свідчить про зниження витрат на $35\text{--}40\%$ за рахунок збільшеної оборотності й зменшення експлуатаційних простоїв.

Висновки

Розроблено організаційно-технологічну схему зведення вертикальних монолітних конструкцій із використанням групових механізованих модулів, що забезпечує потоковість і скорочення тривалості циклів на 30% . Визначено інтегральні показники організаційної ефективності: $KP=0,9$, $K3=2,1$, $KO=0,8$, що свідчить про стабільний ритм роботи. Економічний аналіз підтвердив зниження трудомісткості майже на 50% , собівартості – на 15% , а строк окупності обладнання становить < 1 року. За показниками життєвого циклу витрати зменшуються на $35\text{--}40\%$ у порівнянні з традиційними системами, що робить технологію економічно доцільною для промислового впровадження. Додатковими ефектами є підвищення рівня безпеки праці, цифровізація процесів і екологічна стійкість технологічного циклу.

Література

1. Jongeling, R., van Nederveen, S. (2010). "BIM-based scheduling of formwork operations." *Automation in Construction* 19(4): 502–512. ISSN 0926-5805. <https://doi.org/10.1016/j.autcon.2009.11.002>
2. Tonkacheev G., Molodid O. S. et al. (2024) Innovative technologies of frame construction. Textbook. Kyiv. Lira. 315 pp.
3. Tonkacheev G. and others Vertically movable formwork. Patent of Ukraine No. 94543 U. Bul. No. 22, 25.11.2014
4. Тонкачєєв, Г., Рашківський, В., Махиня, О., & Дубовик, І. (2025). Оптимізація технології формування монолітних вертикальних конструкцій з використанням рухомих стрічкових опалубних систем. *Шляхи підвищення ефективності будівництва*, 1(56), 245–254. [https://doi.org/10.32347/2707-501x.2025.56\(1\).245-254](https://doi.org/10.32347/2707-501x.2025.56(1).245-254)
5. Рашківський, В., Махиня О., Дубовик, І., & Заєць, Ю. (2026). Методика визначення параметрів стрічкового опалубного модуля для будівельних вертикальних залізобетонних конструкцій. *Смарт технології: промислова та цивільна інженерія*, 4(17), 102–112. <https://doi.org/10.32347/st.2025.4.1901>
6. Горбатюк Є., Балака М., Литвинюк Д., Тіняков О. Використання механізованих комплексів при виконанні демонтажних робіт на пошкоджених об'єктах нерухомості. *Енергоощадні машини і технології: матеріали VI Міжнар. наук.-практ. конф. (20–21 трав. 2025 р.)*. К.: КНУБА, 2025. С. 117–120.

РОЗРОБКА РОБОТИЗОВАНОГО ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНОГО МОДУЛЯ ДЛЯ ПЕРЕМІЩЕННЯ АВТОМОБІЛІВ

Сергій БЛОКОНЬ

Здобувач третього рівня вищої освіти (аспірант), кафедра будівельних машин, Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ, Україна

Сучасний розвиток автоматизованих парковочних систем та роботизованих транспортних засобів зумовлений зростанням щільності міської забудови, підвищенням вимог до ефективного використання простору та потребою у зменшенні участі людини в операціях маневрування і паркування автомобілів. Одним із перспективних напрямів є створення мобільних роботизованих підйомно-транспортних платформ, здатних автономно заїжджати під автомобіль, здійснювати його підйом за штатні опорні точки та транспортувати в межах виробничого або парковочного майданчика.

Існуючі рішення, як правило, орієнтовані на вузький клас транспортних засобів або потребують спеціальної інфраструктури. Це зумовлює актуальність розробки універсального модульного підйомно-транспортного модуля, адаптованого до різних типів автомобілів та умов експлуатації.

На ринку автоматизованих парковочних систем широко застосовуються роботизовані платформи типу shuttle / parking robot, що транспортують автомобіль без участі водія. Одним із відомих прикладів є рішення компанії MPSsystem [1-6], у якому використовується низькопрофільна платформа з поперечними підйомними елементами, що заходять під колеса автомобіля та здійснюють його підйом.

Основними характеристиками таких систем є:

- робота переважно з легковими автомобілями стандартних габаритів;
- підйом за рахунок контакту з колесами, а не з опорними точками кузова;
- обмежена адаптивність до автомобілів з нестандартною колісною базою або підвищеною масою;
- централізоване керування та заздалегідь визначена інфраструктура парковки.

Порівняльний аналіз показує, що подібні рішення є ефективними в умовах спеціалізованих автоматизованих гаражів, однак мають обмеження при використанні на відкритих виробничих майданчиках, у логістичних зонах або при роботі з різними класами транспортних засобів.

Для забезпечення універсальності підйомно-транспортного модуля проведено аналіз ширини та довжини колісного проєму автомобілів, що безпосередньо впливає на розміщення підпор та підйомних елементів платформи.

Основні параметри:

- ширина колісного проєму, B - відстань між внутрішніми поверхнями колісної арки;
- довжина колісного проєму, L - відстань між передньою та задньою осями;
- дорожній просвіт, h - визначає мінімальну висоту платформи.

У результаті аналізу типових автомобілів встановлено:

- для легкових автомобілів $B = 1,45-1,65$ м;
- для кросоверів та SUV $B = 1,6-1,8$ м;
- для мікроавтобусів B до 1,9 м;
- довжина колісної бази змінюється від 2,4 до 3,8 м залежно від класу.

Отримані дані використовуються для визначення діапазону регулювання висувних підпор та компоновки підйомного механізму мобільної платформи.

Таблиця 1

Основні геометричні параметри авто

Клас авто	Маса, т	Ширина колісного проєму B , м	Колісна база L , м	Кліренс h , мм
Купе	1,3–1,6	1,45–1,55	2,4–2,6	120–140
Седан	1,4–1,8	1,5–1,65	2,6–2,8	130–160
SUV / Crossover	1,8–2,5	1,6–1,8	2,7–3,0	180–220
Мінівен	2,2–3,0	1,7–1,9	3,0–3,5	160–190
Малий вантажний	3,0–5,0	1,9–2,1	3,2–3,8	200–260

З аналізу геометрії авто впливають ключові вимоги до підйомно-транспортного модуля:

- регулювання ширини підпор: не менше 1,45–2,1 м
- регулювання поздовжнього положення підйомників: 2,4–3,8 м
- мінімальна висота платформи: ≤ 100 мм
- модульність — доцільне створення 2–3 типорозмірів платформи

Таблиця 2.

Порівняльні параметри підйомно-транспортних модулів

Критерій	MPSystem	Запропонована платформа
Спосіб підйому	За колеса	За опорні точки кузова
Тип конструкції	Плоска платформа	Рамна моноконструкція
Підйомники	Поперечні балки	4 незалежні
Центр мас	Не контролюється	Активний контроль
Класи авто	Переважно легкові	Від купе до мінівенів
Інфраструктура	Спеціалізована	Універсальний майданчик
Адаптація	Обмежена	Модульна

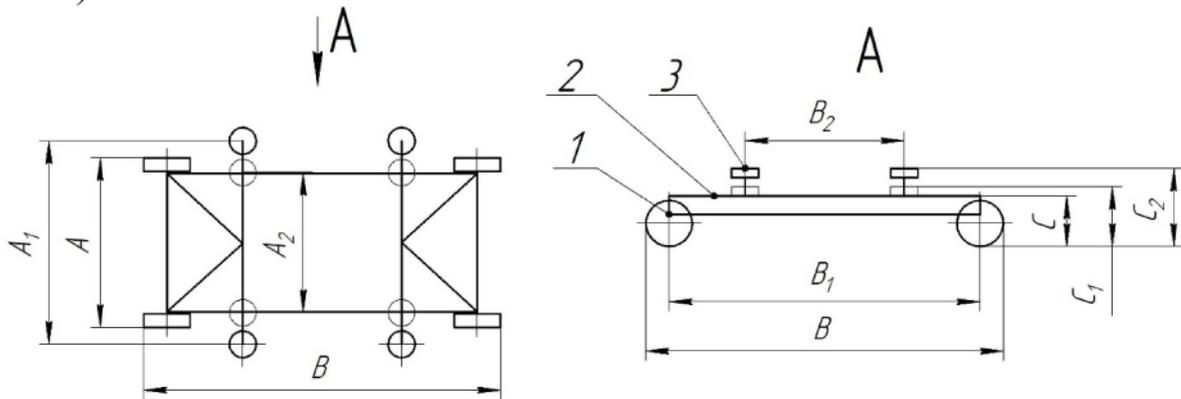
Перевагами запропонованого рішення є підйом за штатні точки зменшує навантаження на підвіску; контроль центру мас дозволяє працювати з

асиметричними навантаженнями; незалежні підйомники підвищують безпеку; рамна конструкція легше масштабується під важчі класи авто.

Для оптимізації конструкції та уніфікації запропоновано класифікацію транспортних засобів, відповідно до якої формується номенклатура підйомно-транспортних модулів: легкові автомобілі (седан, купе, хетчбек), маса до 1,8 т, стандартні опорні точки кузова; кросвери та SUV, маса до 2,5 т, збільшений кліренс, підвищені навантаження; мікроавтобуси та мінівени, маса до 3,5 т, подовжена колісна база; вантажні автомобілі малого класу, маса понад 3,5 т, потребують посиленої рами та підйомників.

Для кожного класу визначається: номінальна вантажопідйомність; кількість і тип підйомників; допустимі габарити платформи.

Запропонована конструкція являє собою моноконструкцію рамного типу, яка заїжджає під автомобіль з фронтального боку та має чотири незалежні підйомні вузли, розташовані відповідно до опорних місць кузова (рис. 1).



1 – ходове обладнання; 2 – рама; 3 – підйомники.

Рис. 1 - Схема вантажо-підйомного модуля

Основні особливості: висувні підпорки з можливістю адаптації до різної колісної бази; незалежні підйомники; низькопрофільне шасі для роботи з малим дорожнім просвітом.

В якості системи пересування обрано чотириколісне шасі з незалежними приводами, без класичного поворотного механізму. Поворот платформи здійснюється за рахунок різниці швидкостей обертання коліс.

Перевагами такої схеми є: конструктивна простота; відсутність рульових вузлів; можливість розвороту на місці.

Кінематична схема включає: привід кожного колеса; підйомні механізми з датчиками положення; систему синхронізації рухів.

Номінальна вантажопідйомність визначається як:

$$Q_M = k_D m_A g, \quad (1)$$

де m_A - маса автомобіля, кг;

k_D - коефіцієнт динамічності (1,2–1,4 для мобільних роботів).

Навантаження на один підйомник, за умови чотирьох незалежних підйомників:

$$Q_i = \frac{k_D m_{AG}}{4} + \Delta Q_C \quad (2)$$

де ΔQ_C — додаткове навантаження через зміщення центру мас.

Нехай центр мас зміщений на відстань e_x, e_y від геометричного центру платформи. Додаткове навантаження на найбільш навантажений підйомник:

$$\Delta Q_{max} = \frac{m_{AG} \cdot e}{L} \quad (3)$$

де e - еквівалентне зміщення центру мас;

L - відстань між підйомними точками.

Необхідність компенсації ΔQ_{max} обґрунтовує застосування незалежних підйомників з тензометричним зворотним зв'язком.

Потужність підйомного приводу

$$P = \frac{Q_i v}{\eta} \quad (3)$$

де v - швидкість підйому (0,01–0,03 м/с);

η - ККД механізму (0,3–0,5)

Система відслідковування центру мас дозволяє компенсувати перекося при підйомі автомобіля.

Висновки

Запропонована мобільна роботизована підйомно-транспортна платформа є перспективним технічним рішенням для автоматизованого паркування та внутрішньоцехового транспортування автомобілів різних класів. Унікальність підходу полягає у поєднанні універсальної конструкції, адаптивної системи підйому та контролю центру мас, що забезпечує безпечну і гнучку експлуатацію в умовах обмеженого простору.

Література

1. Olmos Medina, J. S., et al. (2025). An overview of autonomous parking systems: Strategies and technologies. *Sensors*, 25(14), 4328. <https://doi.org/10.3390/s25144328>
2. Zhang, J. (2023). Automated guided vehicles and autonomous mobile robots: Recognition and tracking in civil engineering [Review]. *Automation in Construction*, 146, 104699. <https://doi.org/10.1016/j.autcon.2022.104699>
3. Tamakloe, E., Kommey, B., Addo, E. O., & Opoku, D. (2025). Mobile robots and autonomous vehicle control: A comprehensive review of advancements and challenges. *Makara Journal of Technology*, 29(1), 1–18.
4. Permann, S. (2021). Automated guided vehicles and autonomous mobile robots: State of the art and application fields [Master's thesis, TU Wien]. TU Wien Repositum.
5. Hamad, L., Khan, M. A., Menouar, H., Filali, F., & Mohamed, A. (2024). Haris: An advanced autonomous mobile robot for smart parking assistance. *arXiv*. <https://arxiv.org/abs/2401.17741>
6. Paul, C., & Godambe, M. (2025). Automated car parking system. *International Journal of Research Publication and Reviews*, 6(2), 978–984.

ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ РУХОМИХ І СИЛОВИХ ВУЗЛІВ СТАЦІОНАРНОГО БЕТОНОЗМІШУВАЛЬНОГО ВУЗЛА ШЛЯХОМ АВТОМАТИЗОВАНОГО КОНТРОЛЮ ЇХ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ

Володимир БЛАЖКО¹, Леонід САЄНКО², Анна АНЩЕНКО³

¹Кандидат технічних наук, доцент кафедри АКІТ, Харківський національний університет міського господарства ім. О.М. Бекетова, м. Харків, Україна

²Кандидат технічних наук, доцент кафедри АКІТ, Харківський національний університет міського господарства ім. О.М. Бекетова, м. Харків, Україна

³Кандидат технічних наук, доцент кафедри АКІТ, Харківський національний університет міського господарства ім. О.М. Бекетова, м. Харків, Україна

У процесі експлуатації стаціонарних бетонозмішувальних вузлів стабільність роботи їх рухомих і силових вузлів істотно впливає на якість бетонних сумішей та безперервність виробничого процесу (рис.1). Враховуючи умови роботи бетонозмішувачів, пов'язані з дією змінних навантажень, абразивного зношування, запиленого та вологого середовища, а також температурних коливань, можна припустити, що поступове погіршення технічного стану обладнання є неминучим навіть за дотримання регламентів планового обслуговування.



Рис.1 – Стаціонарний бетонозмішувальний вузол

Аналіз практики експлуатації бетонозмішувальних вузлів дає підстави стверджувати, що більшість відмов не має раптового характеру, а супроводжується поступовими змінами вібраційних, температурних та електричних параметрів. У зв'язку з цим доцільно розглянути можливість впровадження автоматизованого контролю технічного стану рухомих і силових вузлів робочого органу як одного з шляхів підвищення експлуатаційної надійності обладнання.

Окремої уваги, на нашу думку, потребує вплив людського фактора. У реальних виробничих умовах обслуговуючий персонал не завжди має достатній досвід або спеціалізовану підготовку для діагностики стану сучасних приводних і механічних вузлів за непрямими ознаками. Це може призводити до суб'єктивного оцінювання стану обладнання та запізненого виявлення передаварійних режимів. У зв'язку з цим можна припустити, що застосування автоматизованих засобів контролю дозволить знизити залежність результатів діагностики від кваліфікації персоналу та підвищити об'єктивність прийняття рішень щодо технічного обслуговування.

Як можливе технічне рішення пропонується використання комплексу датчиків для моніторингу стану найбільш навантажених елементів бетонозмішувача, зокрема приводних механізмів, підшипникових опор, редукторів і валів. Для контролю їхнього стану доцільно застосувати промислові вібраційні датчики прискорення типу SKF CMSS або IFM VSA, які забезпечують вимірювання вібраційних параметрів у частотному діапазоні до 10–15 кГц, мають чутливість 10–100 мВ/г та придатні для роботи в умовах підвищеної запиленості завдяки захисту корпусу не нижче IP67 [1]. Очікується, що аналіз вібраційних сигналів дозволить своєчасно виявляти дефекти підшипників і порушення балансування обертових елементів.

Для контролю теплового стану підшипникових вузлів і редукторів пропонується використання контактних датчиків температури на основі платинових терморезисторів типу Pt100, реалізованих у вимірювальних перетворювачах WIKA або Endress+Hauser, які забезпечують точність вимірювання до $\pm 0,3$ °C у діапазоні температур від -50 до $+200$ °C. Доповненням до них можуть бути інфрачервоні датчики серії Optris або IFM, здатні здійснювати безконтактний контроль температури поверхонь до 500 – 600 °C з малим часом відгуку, що є доцільним для виявлення локальних перегрівів без зупинки бетонозмішувального вузла [2].

Як інформативний непрямий показник технічного стану робочого органу також пропонується використовувати електричні параметри приводу. Для цього доцільним є застосування вимірювальних модулів Siemens SENTRON або Schneider Electric PowerLogic, які забезпечують вимірювання струму та активної потужності з похибкою не більше 1 %. Передбачається, що зростання цих параметрів за сталих режимів роботи може свідчити про підвищений механічний опір, знос лопатей або налипання бетонної суміші.

Контроль зносу робочих лопатей і футерівки пропонується здійснювати за допомогою ультразвукових товщиномірів Olympus або Dakota Ultrasonics, що дозволяють визначати залишкову товщину матеріалу з точністю до 0,1 мм без демонтажу елементів. Для граничної сигналізації можливого зносу доцільно також розглянути застосування індуктивних датчиків наближення Balluff або Pepperl+Fuchs, які забезпечують стабільну роботу в агресивному середовищі [3].

Передбачається, що об'єднання зазначених засобів контролю в єдину інформаційно-вимірювальну систему з передаванням даних до програмно-логічного контролера або SCADA-системи дозволить формувати узагальнену

картину технічного стану рухомих і силових вузлів у режимі реального часу. Такий підхід, на нашу думку, створює передумови для переходу від регламентного технічного обслуговування до обслуговування за фактичним технічним станом обладнання.

Висновок

Отже, запропонований підхід до автоматизованого контролю технічного стану рухомих і силових вузлів стаціонарного бетонозмішувального вузла може розглядатися як перспективний напрям підвищення надійності обладнання, зниження експлуатаційних витрат і забезпечення стабільної якості бетонних сумішей.

Література

1. An In-Depth Study of Vibration Sensors for Condition Monitoring / A. K. S. Jardine та ін. // *Sensors*. – 2024. – Т. 24, № 3. – Art. 740. URL: <https://www.mdpi.com/1424-8220/24/3/740> (дата звернення: 20.01.2026).
2. From vibration monitoring to real-time maintenance : official web resource / IFM electronic. URL: <https://www.ifm.com/ua/uk/shared/technologies/from-vibration-to-real-time-maintenance/overview> (дата звернення: 20.01.2026).
3. Condition monitoring with intelligent drives : official web resource / Danfoss Group. URL: <https://www.danfoss.com/uk-ua/about-danfoss/our-businesses/drives/drives-expert-hub/condition-monitoring-with-intelligent-drives/> (дата звернення: 20.01.2026).

КОНСТРУКТИВНІ ОСОБЛИВОСТІ ПРИВОДА УСТАНОВКА ДЛЯ ПРИГОУВАННЯ ТА ТРАНСПОРТУВАННЯ РОЗЧИННИХ БУДІВЕЛЬНИХ СУМІШЕЙ

Олексій ВАСИЛЬЄВ¹, Андрій ЧИСЛО²

¹Кандидат технічних наук, доцент кафедри галузевого машинобудування та мехатроніки, Полтавський національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», м. Полтава, Україна

²Здобувач третього рівня вищої освіти (аспірант), кафедра галузевого машинобудування та мехатроніки, Полтавський національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», м. Полтава, Україна

Під час будівництва невеликих об'єктів використання потужних змішувальних станцій є економічно недоцільним. Доцільніше є застосування компактних розчино-змішувальних установок, які забезпечують приготування розчинів різного складу та призначення безпосередньо на будівельному майданчику із сухих компонентів і води з подальшим транспортуванням готової суміші трубопроводами. Разом із тим, подібні установки наразі мають обмежене поширення в Україні, що пов'язано переважно з їх імпортом походженням та високою вартістю [1].

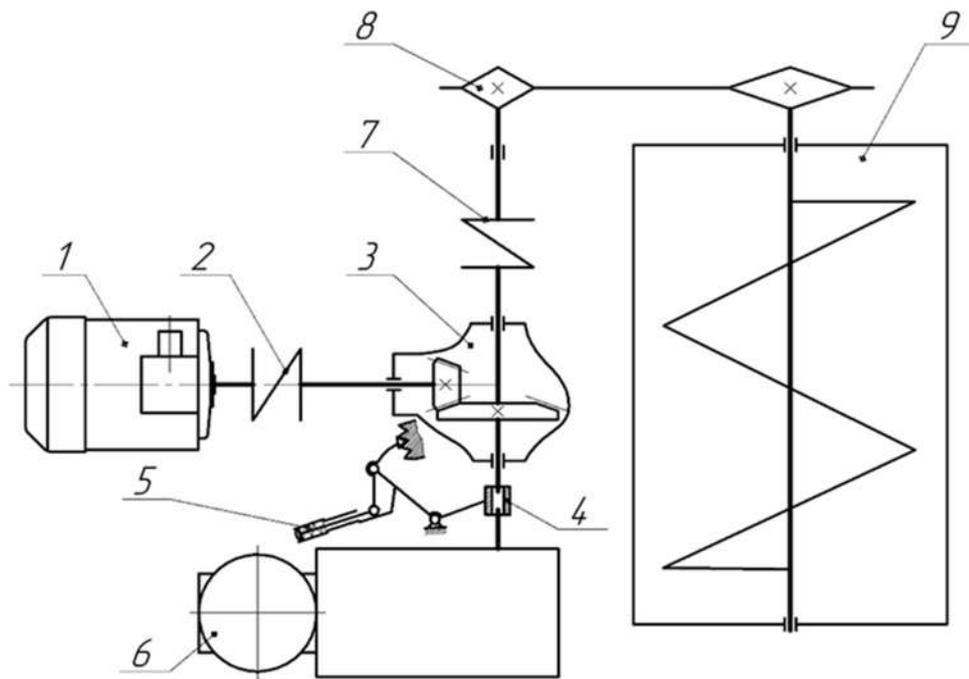
У зв'язку з цим актуальним є розроблення та проектування малогабаритних розчинозмішувальних установок із використанням одного електродвигуна, що дозволяє зменшити трудомісткість технологічних операцій і знизити собівартість процесів приготування розчину та його транспортування [2, 3].

Розроблена установка (рис. 1) складається з електродвигуна 1, який приєднаний до муфти 2, що з'єднує вал електродвигуна з вхідним валом редуктора 3, жорсткої муфти 4, що з'єднує вихідний вал редуктора з валом розчинонасоса 6 та важеля 5 для розмикання валу редуктора з валом розчинонасоса. До іншого кінця редуктора приєднана муфта 7, що з'єднує вихідний вал редуктора з валом ланцюгової передачі 8 та змішувального бункера 9.

Робота змішувача має таку послідовність. Привід змішувача вмикається та завантажуються заздалегідь приготовлені компоненти і вода. Коли вал обертається проти годинникової стрілки лопаті перемішують суміш та разом перемішують матеріал по двох взаємно протилежних потоках, один в центрі, а інший біля стінок.

По завершенню циклу перемішування відкривається заслінка, яка розташована в нагнітальній камері змішувача, і готовий товарний розчин перекачується по трубопроводам за допомогою розчинонасоса, яким комплектується розчинозмішувальна установка. При необхідності

будівельний розчин можна видавати в спеціальну тару через затвор, що розташований з боку змішувача.



1 – електродвигун; 2 – муфта, що з’єднує вал електродвигуна з вхідним валом редуктора; 3 – редуктор; 4 – жорстка муфта, що з’єднує вихідний вал редуктора з валом насосу; 5 – важіль розмикання валу редуктора з валом розчинонасосом; 6 – розчинонасос; 7 – муфта, що з’єднує вихідний вал редуктора з валом ланцюгової передачі; 8 – ланцюгова передача; 9 – змішувальний бункер.

Рис. 1 – Кінематична схема приводу

Для визначення динамічних навантажень, що діють в редукторному приводі змішувальної установки при робочому режимі виконання технологічного процесу розглянемо його кінематичну схему яка представлена на рисунку 1.

Момент сил опору M_S можна представити як суму постійного і змінного моментів сил опору (рис. 2).

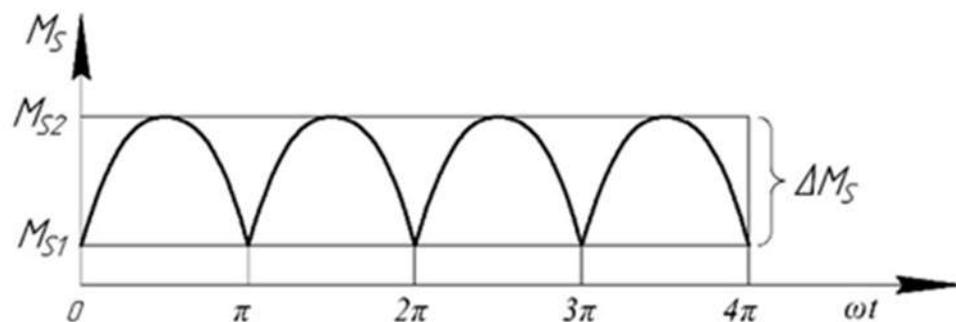


Рис. 2 – Крива зміни моментів сил опору на приводному валу робочого органу

Момент сил опору можна представити у вигляді такої функції:

$$M_S = M_{S1} + \Delta M_S |\sin \omega t|. \quad (1)$$

де M_{S1} — постійний момент сил опору, ΔM_S — змінний момент сил опору, ωt — кут повороту вала.

Розкладемо змінний момент сил опору в ряд Фур'є та виконаємо деякі спрощення і отримаємо:

$$\begin{aligned} M_{S1} + \Delta M_S |\sin \omega t| &= \frac{2\Delta M_S}{\pi} - \\ &- \frac{4\Delta M_S}{\pi} \left[\frac{\cos 2\omega t}{1 \cdot 3} + \frac{\cos 4\omega t}{3 \cdot 5} + \dots \right] = \\ \frac{2\Delta M_S}{\pi} - \frac{4\Delta M_S}{\pi} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\cos(2n\omega t)}{(2n-1)(2n+1)} \end{aligned} \quad (2)$$

Підставивши рівняння (2) в рівняння (1) та виконавши перетворення знайдемо спільний момент сил опору:

$$M_S = M_{S1} + \frac{2\Delta M_S}{\pi} - \frac{4\Delta M_S}{3\pi} \cos 2\omega t. \quad (3)$$

З метою спрощення аналізу отриманої складної динамічної системи доцільно подати її у вигляді двох більш простих еквівалентних динамічних систем, приведених відповідно до вхідного та вихідного валів зубчастого редуктора.

Висновок

Таким чином, запропонована установка з приводом робочих органів змішувача та розчинонасоса від одного двигуна з можливістю перемиканням, дозволяє зменшити трудомісткість технологічних операцій і знизити собівартість процесів приготування розчину та його транспортування.

Для визначення динамічних навантажень, що діють в редукторному приводі складено функцію моменту сил опору.

Література

1. Назаренко І. І. *Машини для виробництва будівельних матеріалів: підручник*. К.: КНУБА, 1999. – 488 с.
2. Блажко В.В., Аніщенко А.І., Саєнко Л.В., Григорків О.Б. Малогабаритні комплекси для виготовлення будівельних сумішей різноманітного призначення. *Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету*. 2024. Вип. 104. с.70-74. URL: <https://doi.org/10.30977/BUL.2219-5548.2024.104.1.70>.
3. Jiapeng Yang, Hua Zeng, Tongqing Zhu, Qi An (2017). Study on the dynamic performance of concrete mixer's mixing drum. *Mechanical Sciences*, (8), 165-178. URL: <https://doi.org/10.5194/ms-8-165-2017>.

ВПЛИВ ПОСЛІДОВНОГО ВСТАНОВЛЕННЯ ДВОХ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ НА НЕРІВНОМІРНІСТЬ КРУТНОГО МОМЕНТУ

Сергій ВАХНЮК

Здобувач третього рівня вищої освіти (аспірант), кафедра технології машинобудування та ремонту машин, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна

Нерівномірність крутного моменту двигуна внутрішнього згорання (ДВЗ) впливає на коефіцієнт корисної дії (ККД) моторно-трансмісійної установки і витрати палива автомобіля. Для зменшення витрат палива використовують відключення частини циліндрів при зниженні навантаження на двигун, чи встановлення на одному привідному валу двох двигунів, один з яких відключається при малих навантаженнях.

В дослідженні, яке розглядається, з використанням реальних характеристик ДВЗ показано як зменшується нерівномірність крутного моменту 2-х циліндрових двигунів при їх послідовному встановленні.

Питанню дослідження послідовного встановлення двигунів внутрішнього згорання присвячена робота [1]. Показано, що при коректному відносному встановленні колінчастих валів забезпечується зменшення коефіцієнту нерівномірності крутного моменту, який визначається наступною залежністю

$$k_i = \frac{M_{i\max} - M_{i\min}}{\overline{M}_i}, \quad (1)$$

де $M_{i\max}; M_{i\min}$ - максимальне та мінімальне значення індикаторного крутного моменту за цикл роботи ДВЗ;

\overline{M}_i - середнє за цикл роботи ДВЗ значення індикаторного крутного моменту.

В роботі [2, 3] запропоновано апроксимувати дійсні криві зміни індикаторного крутного моменту гармонійним законом

$$M_i = \overline{M}_i \left[1 + \frac{k_i}{2} \sin \left(\frac{\omega_e i_u}{2} t \right) \right], \quad (2)$$

де M_i - поточне значення індикаторного крутного моменту (в момент часу t);

k_i - коефіцієнт нерівномірності крутного моменту,

ω_e - середня кутова швидкість колінчастого валу за цикл роботи ДВЗ;

i_u - число циліндрів двигуна;

t - час.

Залежність (2), враховуючи, що кут повороту колінчастого вала дорівнює

$$\varphi_B = \overline{\omega_e t} , \quad (3)$$

можна перетворити до вигляду [1-3]

$$M_i = \overline{M}_i \left[1 + \frac{k_i}{2} \sin \left(\varphi_B \frac{i_y}{2} \right) \right] . \quad (4)$$

Для визначення нерівномірності сумарного індикаторного крутного моменту двох послідовно встановлених ДВЗ з врахуванням реальних характеристик зміни крутних моментів необхідно вирішити наступні завдання:

- визначити коефіцієнт нерівномірності крутного моменту при двох послідовно встановлених 2-х циліндрових двигунах з врахуванням реальних характеристик зміни їхніх індикаторних крутних моментів;
- визначити коефіцієнт нерівномірності крутного моменту при двох послідовно встановлених 4-х циліндрових двигунах з врахуванням реальних характеристик зміни їхніх індикаторних крутних моментів.

За допомогою чисельних методів були переведені до цифрової форми реальні характеристики зміни індикаторного крутного моменту для 2-х циліндрового та 4-х циліндрового двигунів (рис. 1б та рис. 1в) з подальшим накладанням двох характеристик (для першого і другого 2-х циліндрових двигунів) одна на одну та їх відносне переміщення вздовж осі Оφ.

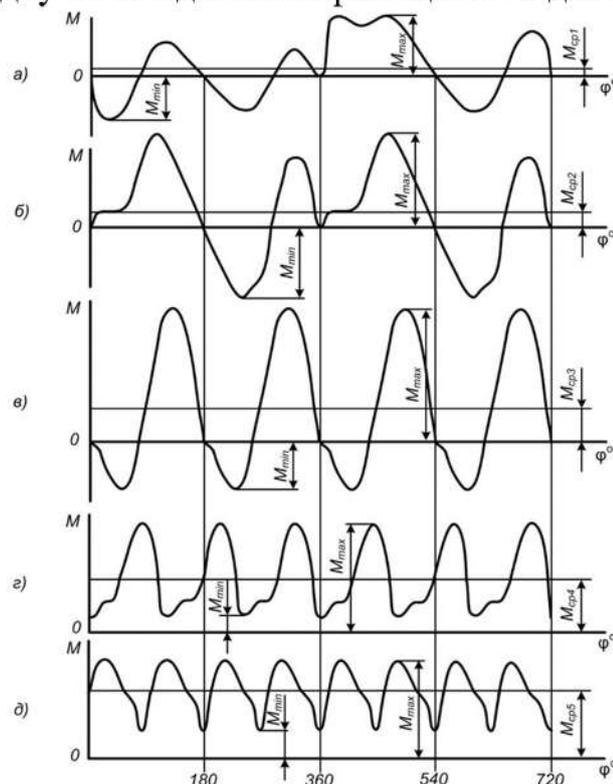


Рис. 1 – Криві крутних моментів 4-х тактних ДВЗ із різним числом циліндрів [1-3]: а – 1-циліндрового; б – 2-циліндрового; в – 4-циліндрового; г – 6-циліндрового; д – 8-циліндрового.

На рисунку 2 наведено графіки зміни сумарного індикаторного моменту $M_{i\Sigma}$ двох двоциліндрових двигунів при різних значеннях кута Ψ .

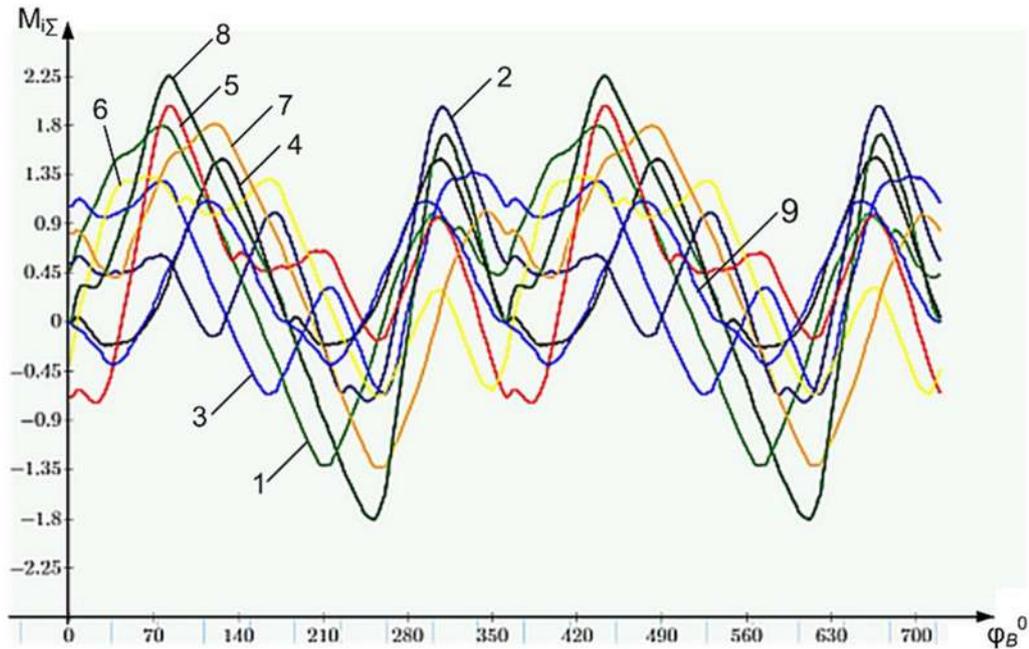


Рис. 2 – Графіки залежності $M_{i\Sigma}(\varphi_B)$ для двох 2-х циліндрових ДВЗ при різних значеннях кута Ψ : 1 – 45° , 2 – 90° , 3 – 135° , 4 – 180° , 5 – 225° , 6 – 270° , 7 – 315° , 8 – 360° , 9 – ДВЗ з $i_u=4$.

Найменший коефіцієнт нерівномірності сумарного індикаторного крутного моменту для двох 2-х циліндрових ДВЗ, при врахуванні реальних характеристик зміни індикаторного крутного моменту (рис. 1), дорівнює $\Psi=\pi$, як і у випадку ідеалізованих гармонійних характеристик [1].

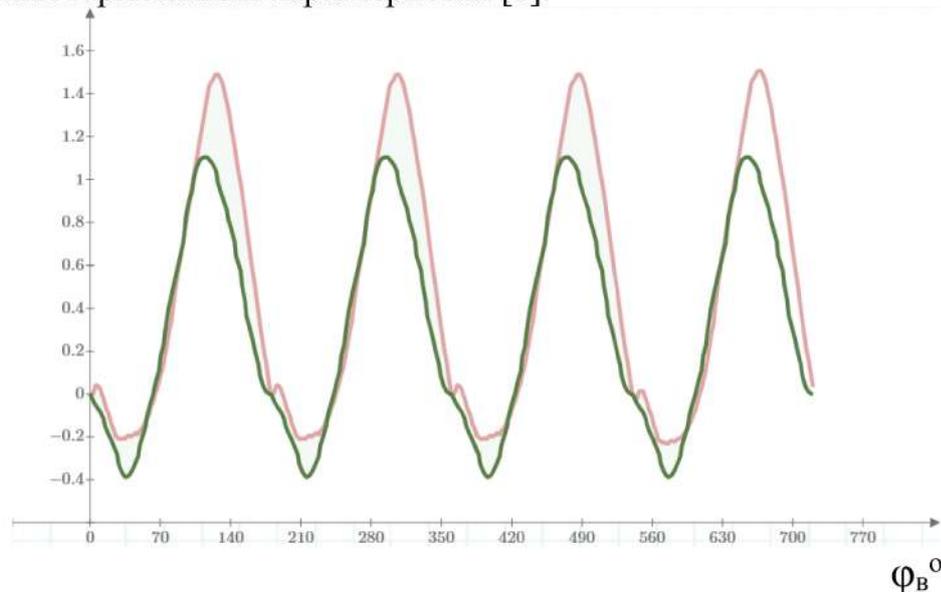


Рис. 3. Залежність крутного моменту двигуна від кута повороту колінчастого валу: а – 4-х циліндровий двигун; б – два 2-х циліндрових двигуна зі зсувом 180°

На рисунку 3 наведено графіки залежності $M_{i\Sigma}(\varphi_b)$ для 4-х циліндрового двигуна (крива а) та двох 2-х циліндрових двигунів з кутом зсува $\Psi = \pi$.

З графіку залежності видно що, для одного 2-х циліндрового двигуна $k_i = 8,56$ [2, 3], для 4-х циліндрового ДВЗ $k_i = 4,73$ [2, 3]. Для двох 2-х циліндрових двигунів з кутом зсуву $\Psi = \pi$ величина $k_i = 3,59$ [2, 3]. Таким чином варіант встановлення двох 2-х циліндрових ДВЗ з кутом зсува $\Psi = \pi$ дає близьке значення коефіцієнта k_i до аналогічного коефіцієнту 4-х циліндрового ДВЗ.

Висновок

1. Проведений аналіз показав, що використання реальних характеристик зміни індикаторного крутного моменту двох двигунів внутрішнього згорання, що встановлені послідовно, дозволяє отримати той же результат, що і при використанні ідеалізованих гармонічних залежностей. Найкращий результат отримується при куті Ψ зсуву між положеннями обох колінчастих валів, який становить $180^\circ (\pi)$.

2. Послідовне встановлення двох 2-х циліндрових ДВЗ при куті $\Psi = 180^\circ$ дозволяє зменшити коефіцієнт k_i нерівномірності сумарного індикаторного крутного моменту з 8,56 до 3,59. Для 4-х циліндрового ДВЗ величина $k_i = 4,73$.

Література

1. Подригало М.А., Вахнюк С.А. Послідовне встановлення двох двигунів внутрішнього згорання на автомобілі як метод зниження нерівномірності крутного моменту. // Вісник машинобудування та транспорту. Вінниця : ВНТУ, 2024. – № 1(19). 2024. С. 103-108. <https://doi.org/10.31649/2413-4503-2024-19-1-103-108>.

2. Подригало Н.М. Концепція забезпечення ефективності та контролю функціональної стабільності моторно-трансмісійних установок транспортно-тягових засобів: автореферат дис. на отримання наукового ступеня доктора технічних наук: спец. 05.22.20 Експлуатація та ремонт засобів транспорту. / Н.М. Подригало. - Харків, 2016. 36 с.

3. Динаміка машин з пружними ланками. На прикладі автомобілів і тракторів. Монографія [текст] / за ред. М.А. Подригало та О.С. Полянського. Харків. – Видавництво “Естет Прінт”, 2024. 272 с.

УДОСКОНАЛЕННЯ ПРОЦЕСУ МАЩЕННЯ РЕЙОК МЕТРОПОЛІТЕНІВ В КРИВИХ ДІЛЯНКАХ КОЛІЇ

Сергій ВОРОНІН¹, Сергій СТЕФАНОВ², Анастасія ПИВОВАРОВА³

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

²Здобувач третього рівня вищої освіти (аспірант), кафедра МТСМ, Український державний університет залізничного транспорту, м. Харків, Україна

³Здобувачка першого рівня вищої освіти (бакалавр), кафедра МТСМ, Український державний університет залізничного транспорту, м. Харків, Україна

Сьогодні в Україні існує проблема з виготовлення та забезпечення якості рейок для залізничного транспорту [1]. Це призводить до необхідності або купувати дорогі рейки за кордоном, або підтримувати належний стан існуючих запасів рейок. Тому набула актуальності задача підтримання довговічності рейок залізниць, метрополітенів та інших видів залізничного транспорту при одночасному пошуку найбільш ефективних методів зменшення їх зносу при збереженні навантажень на рейку.

До найбільш перспективних методів підвищення довговічності рейок можна віднести змащування та профілактичне шліфування робочих поверхонь [2, 3]. Такі методи частково досліджені та впроваджені в експлуатаційних умовах, однак особливо для умов роботи рейок метрополітенів досі не до кінця вивченими залишаються питання підбору мастильних матеріалів, методу їх нанесення та обґрунтування параметрів мастильної плівки.

Для оцінки довговічності рейок метрополітену при застосуванні їх змащування нами отримана залежність ресурсу рейки, яка враховує її граничний знос та швидкість зношування

$$T = \frac{3600 \cdot U_r \cdot h^2}{K \cdot v} \quad (1)$$

де U_r – граничний лінійний знос рейки, м (такий знос, при якому її подальша експлуатація є недоцільною або неприпустимою);

h – товщина мастильної плівки, м, яка визначає ефективність процесу мащення;

K – розмірний коефіцієнт, м², який враховує умови навантаження в контактї та матеріали деталей тертя;

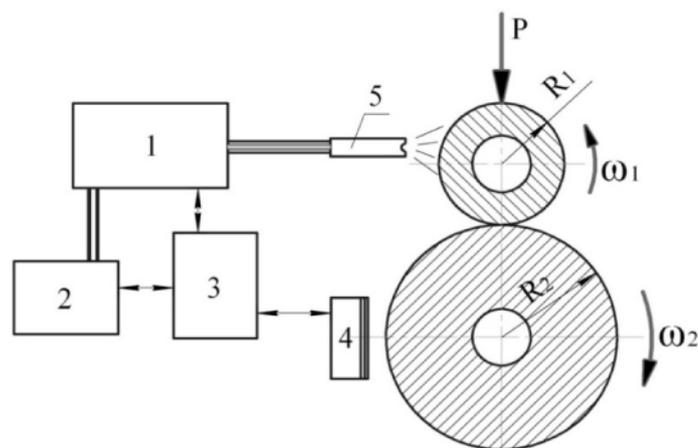
v – швидкість відносного переміщення колеса і рейки, м/с.

Згідно отриманої залежності, ресурс рейок метрополітену в кривих ділянках колії при змащуванні бокової робочої поверхні прямо пропорційний квадрату товщини мастильної плівки. Таким, чином, для підвищення ресурсу рейок слід забезпечити підвищення товщини мастильної плівки.

Для вирішення вказаної задачі, тим самим реалізації удосконаленого мащення рейок ми пропонуємо додавати в оливу тверді антифрикційні частинки графіту в комбінації з протизношувальною присадкою, перед заправкою стаціонарної системи змащування Харківського метрополітену, яка була розроблена у 2012 році на кафедрі МТСМ.

Оцінку ефективності запропонованого комбінованого мащення рейок проводили шляхом лабораторних випробувань модельних зразків колеса та рейки на машині тертя СМЦ-2, згідно рекомендацій роботи [3], по схемі, наведеній на рис. 1.

Для досліджень були виготовлені зразки, які уявляють собою ролик, виготовлений з рейкової сталі М54, що відповідає рейкам метрополітену марки Р50 та ролик, виготовлений з колісної сталі 76Ц. В якості базової оливи обрали оливу індустриальну І-30 з додаванням 0,2 % стеаринової кислоти, оскільки така олива сьогодні є штатною для роботи в стаціонарному рейкозмащувачі Харківського метрополітену.



1 – насосна станція з регульованою подачею оливи і повітря; 2 – компресор; 3 – блок керування; 4 – датчик обертів; 5 – форсунка.

Рис. 1 – Схема випробувань зразків

Умови проведення випробувань були наступними:

- концентрація графіту «С0» в оливі $c = 0 \dots 3 \%$;
- навантаження зразків $P = 363 \text{ Н}; 495 \text{ Н}; 646 \text{ Н}$;
- частота обертання ролика 1, $\omega_1 = 240, \text{ об/хв.}$
- частота обертання ролика 2, $\omega_2 = 300, \text{ об/хв.}$
- температура навколишнього середовища $T = 20 \text{ }^\circ\text{C}$;

Результати випробувань наведені на рис. 2. Згідно рис. 2, зростання концентрації графіту від 0 до 3 % приводить до уповільнення зносу зразків для обраних навантажень. При навантаженні 363 Н знос менше на 35 %, при навантаженні 495 Н – 36,7 %, при навантаженні 646 Н – 27,7 %. Такі дані

говорять про максимум ефекту при використанні легування графітом, а подальше збільшення навантаження супроводжується зменшенням ефекту.

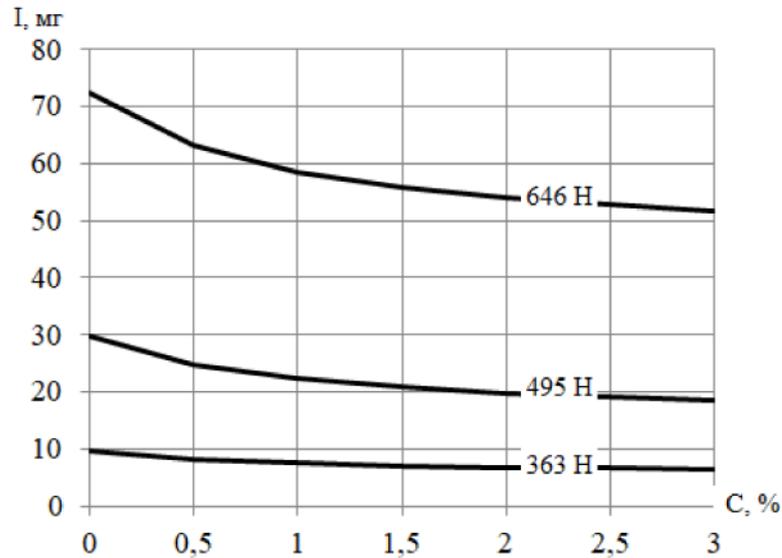


Рис. 2 – Результати випробувань зразків на машині тертя

Висновок

Застосування запропонованого удосконаленого мащення рейок метрополітену призводить до уповільнення їх зносу та збільшення ресурсу в середньому на 33 %, що є суттєвим технічним ефектом.

Література

1. Медовар Л.Б. Інноваційні рішення проблеми організації виробництва рейок найвищого гатунку в Україні / Л.Б. Медовар, Г.П. Стопченко, Г.О. Полішко, А.В. Сибір, Д.В. Коломієць, Ю.В. Костецький // Наука та інновації, 2019. – 15(6). – с. 37-48. DOI: <https://doi.org/10.15407/scin15.06.037>.

2. Воронін С.В. Аналіз існуючих способів зменшення бічного зносу рейок в парі тертя «колесо-рейка» в кривих ділянках колії / С.В. Воронін, Є.М. Коростельов // Інформаційно-керуючі системи на залізничному транспорті. – Харків: УкрДАЗТ, 2014. – №. 3. – С. 22-27.

3. Воронін С.В. Підвищення ресурсу рейок метрополітену шляхом виконання попереджувального шліфування / С.В. Воронін, О.О. Скорик, Є.М. Коростельов // Збірник наукових праць УкрДУЗТ. – 2017. – № 167 – С. 70-78.

4. Воронін С.В. Моделювання контакту «колесо-рейка» по бічній поверхні колії на машині тертя / С.В. Воронін, С.С. Карпенко, Є.М. Коростельов // Збірник наукових праць УкрДАЗТ. – 2014. – № 148, Ч. 2. – С. 201-204.

ОБҐРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНОЇ СХЕМИ КОЛОДКОВОГО ГАЛЬМА З КУЛАЧКОВИМ ПРИВОДОМ ТА КУЛЬКОВИМ ПЕРЕДАВАЛЬНИМ МЕХАНІЗМОМ

**Олександр ВУДВУД¹, Валерій ЛІНГУР², Тетяна ЧУМАЧЕНКО³,
Євген МИХАЙЛОВ⁴**

¹Кандидат технічних наук, доцент кафедри ПТРО, Національний університет «Одеська політехніка», м. Одеса, Україна

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

³доктор технічних наук, професор кафедри ПТРО, Національний університет «Одеська політехніка», м. Одеса, Україна

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

Однією з актуальних проблем експлуатації мостових кранів є виникнення значних динамічних навантажень у приводі та металоконструкції при гальмуванні. Різке наростання гальмівної сили призводить до появи пікових зусиль у приводі та металоконструкції, що знижує довговічність та безпеку експлуатації [1]. Особливо це характерно для традиційних нормально-замкнених колодочних гальм, у яких гальмівна сила зростає практично миттєво, що призводить до пікових динамічних зусиль, які можуть у 1,5–2 рази перевищувати статичні.

У роботі запропоновано удосконалення конструкції колодочного гальма з кулачковим приводом за рахунок введення кулькового передавального механізму зі змінним передаточним числом. Особливістю такого механізму є поступове зростання передаточного числа в процесі спрацювання, що забезпечує плавне наростання гальмівного зусилля та зменшення динамічних навантажень.

Для реалізації запропонованого методу зменшення динамічних навантажень, що виникають при гальмуванні мостових кранів, пропонується гальмо, представлене на рис.1. Особливістю даного гальма є привід включення з кулачковим приводом і кульковим передавальним механізмом [2]. На валу механізму вільно розташовується кулачок-ексцентрик 1, який жорстко з'єднується з валом за допомогою, наприклад, зубчастої муфти, що вмикається електромагнітом. Ролик 2, що впирається в ексцентрик, з'єднаний з кульковим передавальним механізмом 3, який розсуває колодки 4 з фрикційними накладками 5, встановлені всередині гальмівного барабана 6.

У кульковому передавальному механізмі 3 кульки одного ряду розташовуються в шаховому порядку між кульками іншого ряду.

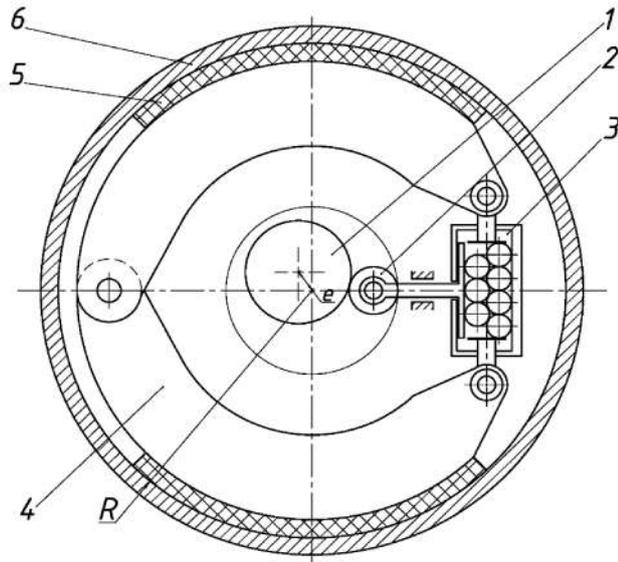


Рис. 1 – Конструктивна схема колодкового гальма з кулачковим приводом і кульковим передавальним механізмом.

Для гальмування машини рух і сила від кулачка-ексцентрика через ролик 2 передаються на кульковий передавальний механізм, при цьому нижній ряд кульок розходиться, а верхній ряд – розходиться і опускається. Крайні кульки нижнього ряду тиснуть на гальмівні колодки. Зі збільшенням кута повороту ексцентрика збільшується сила на гальмівні колодки і машина зупиняється.

На рис.2 представлена розрахункова схема для визначення гальмівного моменту, що створюється колодним гальмом з кулачковим приводом і кульковим передавальним механізмом.

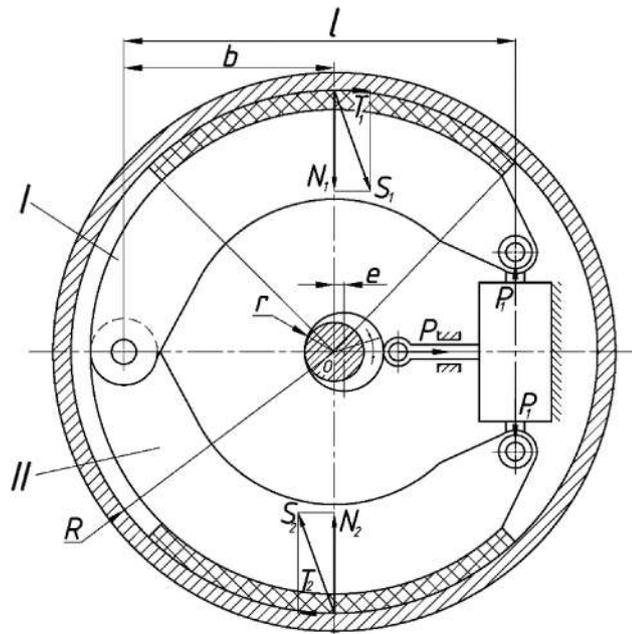


Рис. 2 – Розрахункова схема для визначення гальмівного моменту, що створюється колодним гальмом з кулачковим приводом і кульковим передавальним механізмом.

Сила тиску P_1 , з якою нижній ряд кульок тисне на гальмівні колодки, визначається як:

$$P_1 = c_k \cdot y \quad (1)$$

де c_k – коефіцієнт жорсткості колодок з фрикційною накладкою;
 y – переміщення кульок передавального механізму [3].

Для визначення сили тертя T_1 запишемо рівняння всіх сил, що діють на колодку відносно центру В опорного шарніра:

$$P_1 l - \delta_1 b - T_1 R = 0 \quad (2)$$

Враховуючи, що $N_1 = \frac{T_1}{f}$ отримаємо:

$$T_1 = \frac{P_1 \cdot l}{\frac{b}{f} + R} \quad (3)$$

де f – коефіцієнт тертя між колодкою і внутрішньою поверхнею гальмівного барабана.

Для колодки II аналогічно отримаємо:

$$T_2 = \frac{P_1 \cdot l}{\frac{b}{f} - R} \quad (4)$$

Сумарний момент тертя, що створюється обома колодками, буде:

$$M_T = (T_1 + T_2)R = P_1 \cdot l \cdot R \left(\frac{1}{\frac{b}{f} + R} + \frac{1}{\frac{b}{f} - R} \right) \quad (5)$$

З урахуванням переміщення y [2] кулькового передатного механізму отримаємо:

$$M_T = c_k \cdot l \cdot R \cdot e(1 + \cos \gamma) \cdot \frac{2 \sin \alpha - \sin \alpha_0}{\cos \alpha_0 - \cos \alpha} \cdot \left(\frac{1}{\frac{b}{f} + R} + \frac{1}{\frac{b}{f} - R} \right) \quad (6)$$

Висновок

Розроблено конструктивну схему колодочного гальма з кулачковим приводом і кульковим передавальним механізмом, виконано його кінематичний розрахунок та отримано аналітичні залежності для визначення гальмівного моменту з урахуванням геометричних і трибологічних параметрів. Показано, що передаточні властивості кулькового механізму залежать від ексцентриситету кулачка, кута його повороту та кількості кульок у рядах.

Для оцінювання ефективності запропонованого рішення проведено чисельне моделювання процесу гальмування мостового крана. Розрахунки показали, що застосування кулачкового приводу з кульковим передавальним механізмом дозволяє зменшити динамічні навантаження у приводі та металоконструкції крана на 22–27 % порівняно з традиційними колодочними гальмами. Зокрема, пікові динамічні сили в приводі зменшуються з 48 кН до 36-32 кН залежно від конфігурації передавального механізму, а в металоконструкції – з 42 кН до 31-29 кН.

Запропоноване технічне рішення забезпечує підвищення надійності та довговічності гальмівних систем мостових кранів без істотного збільшення часу гальмування та габаритів гальма. Отримані результати можуть бути використані при проєктуванні нових та модернізації існуючих гальмівних систем вантажопідіймальних машин.

Література

1. Зменшення динамічних навантажень при гальмуванні механізму пересування мостового крану / В. С. Ловейкін, Ю. В. Човнюк, І. О. Кадикало, В. В. Крушельницький // Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Серія : Автомобіле- та тракторобудування. Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series : Automobile and Tractor Construction : зб. наук. пр. / Нац. техн. ун-т "Харків. політехн. ін-т". – Харків : НТУ "ХПІ", 2024. – № 2. – С. 51-58.

2. Semenyuk, V., Vudvud, O., Lingur, V.: Substantiation of the Spring-Cam Retarder Brake Design and Its Main Parameters Determination. In: Tonkonogyi, V., Ivanov, V., Trojanowska, J., Oborskyi, G. (eds) Advanced Manufacturing Processes VI. Interpartner 2024. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham. (2025). <https://doi.org/10.1007/978-3-031-82746-411>

3. Semenyuk, V., Lingur, V., Puchenko, N., Falat, P.: Roller Function-Generating Mechanism Preventing the Crank-Drive Machines' Overloads. In: Zawiślak, S., Rysiński, J. (eds) Engineer of the XXI Century. Mechanisms and Machine Science, vol 70. Springer, Cham. (2020). https://doi.org/10.1007/978-3-030-13321-4_3

ОЦІНКИ РИЗИКУ УЩІЛЬНЕННЯ ҐРУНТУ МОБІЛЬНИМИ ЕНЕРГЕТИЧНИМИ ЗАСОБАМИ ПІД ЧАС ВИКОНАННЯ РОБІТ

Микола ГОЛОТЮК¹, Олена НАЛОБІНА², Оксана ВАЛЕЦЬКА³

¹Кандидат технічних наук, доцент кафедри агроінженерії, Національний університет водного господарства та природокористування, м. Рівне, Україна

²Доктор технічних наук, завідувач кафедри агроінженерії, Національний університет водного господарства та природокористування, м. Рівне, Україна

³Кандидат сільськогосподарських наук, доцент кафедри агроінженерії, Національний університет водного господарства та природокористування, м. Рівне, Україна

Сучасне сільськогосподарське виробництво характеризується широким використанням мобільних енергетичних засобів підвищеної потужності та маси, що забезпечують високу продуктивність виконання польових робіт. Разом з тим інтенсифікація механізованих технологій супроводжується зростанням негативного впливу техніки на ґрунтове середовище, насамперед у вигляді його ущільнення.

Ущільнення ґрунту призводить до погіршення його агрофізичних властивостей, зменшення водо- і повітропроникності, пригнічення розвитку кореневої системи рослин та, як наслідок, зниження врожайності сільськогосподарських культур. У зв'язку з цим актуальним є завдання оцінювання ризику ущільнення ґрунту під час роботи МЕЗ та розроблення заходів щодо його мінімізації.

Питання взаємодії рушіїв сільськогосподарських машин з ґрунтом досліджувалися у працях вітчизняних і зарубіжних учених. Установлено, що основними параметрами, які визначають рівень ущільнення ґрунту, є контактний тиск рушії, площа контакту з поверхнею ґрунту та кількість проходів техніки по одному сліду [1, 2, 3].

Проведений аналіз показав, що ризик ущільнення ґрунту під час роботи мобільних енергетичних засобів формується внаслідок сукупної дії навантаження на рушії, фізико-механічних властивостей ґрунту та технологічних режимів експлуатації машин.

Установлено, що зі збільшенням навантаження на вісь МЕЗ різко зростає рівень контактних напружень у ґрунті, що призводить до ущільнення не лише поверхневого, а й глибших шарів. Особливо небезпечним є формування ущільнених горизонтів на глибині понад 30 см, які практично не усуваються традиційними агротехнічними заходами.

Результати аналізу свідчать, що тип ходової системи суттєво впливає на характер ущільнення ґрунту. Колісні МЕЗ зі стандартними шинами за

підвищеного тиску в шинах створюють значні локальні напруження, тоді як використання шин збільшеної ширини, шин типу IF/VF або гумово-армованих гусениць дозволяє зменшити максимальний контактний тиск та рівномірніше розподілити навантаження по поверхні ґрунту.

Встановлено, що вологість ґрунту є одним із ключових чинників ризику ущільнення. За підвищеної вологості ґрунт має знижену несучу здатність, унаслідок чого навіть відносно невеликі навантаження призводять до значних деформацій і руйнування ґрунтової структури. У таких умовах виконання польових робіт без адаптації ходових систем супроводжується істотним зростанням ризику ущільнення.

Аналіз технологічних факторів показав, що багаторазові проходи техніки по одному сліду є однією з основних причин накопичення ущільнення ґрунту. За кожного наступного проходу ступінь ущільнення зростає, особливо у верхньому шарі, що негативно впливає на водно-повітряний режим ґрунту та розвиток кореневої системи рослин.

Перспективним напрямом зниження ризику ущільнення є впровадження технологій контрольованого руху техніки, які передбачають рух МЕЗ по постійних коліях. Це дозволяє локалізувати зону впливу рушіїв і зберегти структуру ґрунту на більшій частині поля.

Висновок

Отримані результати підтверджують доцільність використання комплексної оцінки ризику ущільнення ґрунту, яка враховує не лише параметри машин, а й ґрунтово-кліматичні та технологічні умови виконання польових робіт. Такий підхід дозволяє обґрунтовано обирати параметри ходових систем МЕЗ і режими їх експлуатації з метою мінімізації негативного впливу на ґрунтове середовище.

Література

1. Ребров О. Ю. Визначення максимального тиску на ґрунт сільськогосподарських шин при різних способах баластування трактора / О. Ю. Ребров // Автомобільний транспорт. - 2019. - Вип. 45. - С. 112-122.
2. Медведєв В. В., Булигін С. Ю., Вітвіцький С. В., Пліско І. В. Агрофізика ґрунту : навч. посіб. – Київ : НУБіП України, 2018. – 273 с.
3. Голотюк М.В. Дослідження впливу ущільнення ґрунту на його основні характеристики / Налобіна О.О., Голотюк М.В., Пуць В.С. // Сільськогосподарські машини: зб.наук. ст. – Луцьк, 2023. – Вип. 49. – С.39-45.

ОБГРУНТУВАННЯ МОДЕРНІЗАЦІЇ АЕРОДРОМНОГО БАГАТОЦІЛЬОВОГО КОНДИЦІОНЕРА АМК-24/56-131 ШЛЯХОМ ЗАСТОСУВАННЯ ЕЛЕКТРИЧНОГО ПРИВОДУ СПЕЦІАЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ

Михайло ДОЛІНСЬКИЙ

Здобувач третього рівня вищої освіти (аспірант), кафедра автомобіле- і тракторобудування, Харківський національний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна

Мета дослідження: модернізація багатоцільового аеродромного кондиціонера (АБК) АМК-24/56-131 шляхом заміни механічного приводу спеціального обладнання контуру обладнання та кабіни на електричний привід для підвищення ефективності, надійності та енергоефективності його роботи, покращення експлуатаційних характеристик [1].

У сучасних умовах особлива увага приділяється підвищенню якості, надійності та довговічності засобів аеродромно-технічного забезпечення польотів (ЗАТЗП). Предмет дослідження – приводи установки контурів обладнання та кабіни АБК АМК-24/56-131 [2].

Електропривід (ЕП) - це електромеханічний пристрій, що здійснює кероване перетворення електричної енергії в механічну і призначений для приведення в рух робочих машин і механізмів. ЕП є ланкою, яка пов'язує енергосистему з технологічними установками. Електропривід приводиться в дію електродвигуном, а регулювання сили та обертів ЕП виконується за допомогою системи керування (СК).

ЕП взаємодіє з системою електропостачання (генератор) або джерелом електричної енергії (електромережа аеродрому), з одного боку, та з технологічною установкою АБК, з іншого за допомогою системою керування та оператором. ЕП має ряд переваг в порівнянні з механічним: дає можливість регулювати робочі швидкості в більш широких межах, дозволяє поєднувати робочі операції, має високий коефіцієнт корисної дії (ККД), може працювати від зовнішньої електричної мережі. Найбільш поширені ЕП змінного струму з асинхронними електродвигунами (ЕД). Також використовують синхронні електродвигуни і електроприводи з електродвигунами постійного струму.

Електрична система ЕП складається з генератора, електродвигунів, системи керування (трансформаторів, апаратури керування, апаратури захисту, контрольно-вимірювальних приладів, допоміжних приладів) електро-силових дротів (ЕСД) (рис. 1).

Механічна система складається з робочого механізму (роздавальна коробка, коробка відбору потужності, приводні вали, запобіжно-обмежувальні системи).

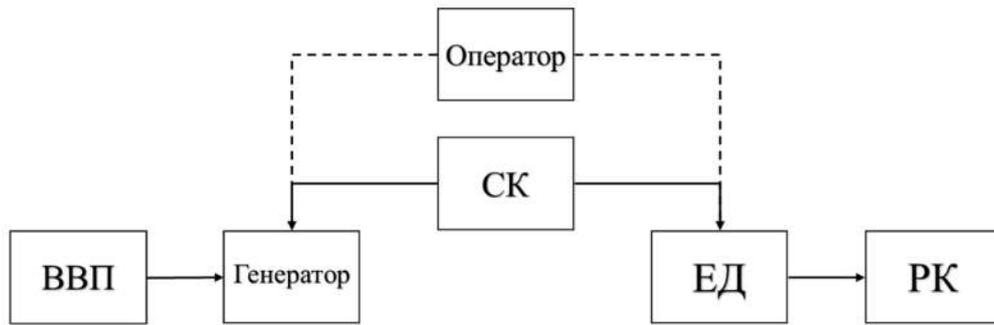


Рис. 1 - Структурна схема електроприводу

Вся електрична енергія W , що поступає до ЕД, перетворюється в ньому в механічну і витрачається на енергію W_c , яка йде на подолання сил опору руху, та енергію W_j , яка змінює запас кінетичної енергії рухомих частин системи

$$W = W_c + W_j. \quad (1)$$

Якщо віднести енергію до одиниці часу, то одержимо рівняння потужності

$$\frac{dW}{dt} = \frac{dW_c}{dt} + \frac{dW_j}{dt}. \quad (2)$$

При обертанні ЕД розвиває електромагнітний момент M необхідний для подолання статичного моменту M_c , що створюється робочим механізмом

$$M = M_c + M_j, \text{ Нм}. \quad (3)$$

Ці рівняння дозволяють розв'язати два основні завдання ЕП:

- визначення характеру руху ЕП при відомих моментах двигуна M і сил опору M_c ;
- визначення необхідної величини моменту M при відомому навантаженні M_c і необхідному характері руху, що задається законом зміни частоти обертання двигуна.
- регулюючий пристрій (РП), що виробляє регулюючий вплив та забезпечує необхідні динамічні і точнісні характеристики ЕП. Деталізація СК зображена на (рис. 2)

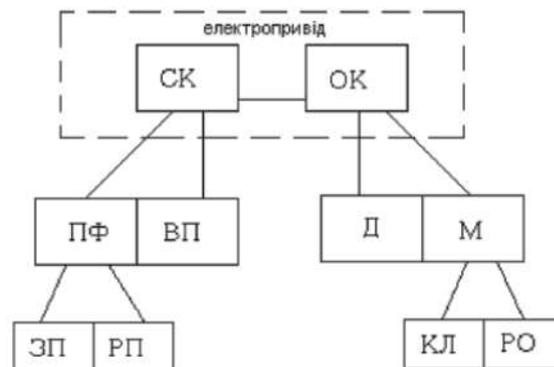


Рис. 2 - Функціональний склад СК і об'єкта керування

Режими роботи ЕП визначаються величинами, що характеризують рух робочого органу або валу ЕД, тобто швидкістю обертання, прискоренням, кутом нахилу, крутним моментом, потужністю. В процесі керування відповідно до технологічних вимог обладнання і механізмів, що приводяться в рух, одна з цих величин (наприклад, швидкість обертання) повинна в загальному випадку змінюватись за потрібним законом у часі або у функції іншої величини, тобто регулюватися.

Розрахунок параметрів ЕП контурів обладнання та кабіни АБК АМК-24/56-131

Крутний момент від коробки відбору потужності (КВП) передається на генератор. З генератора напруга по ЕСД передається на ЕД №1. З ЕД №1 крутний момент передається на роздавальну коробку (РК) контуру кабіни. З генератора напруга по ЕСД передається на ЕД №2, від нього крутний момент передається на коробку передач контуру обладнання.

Принципова схема ЕП контурів обладнання та кабіни наведено на (рис. 3)

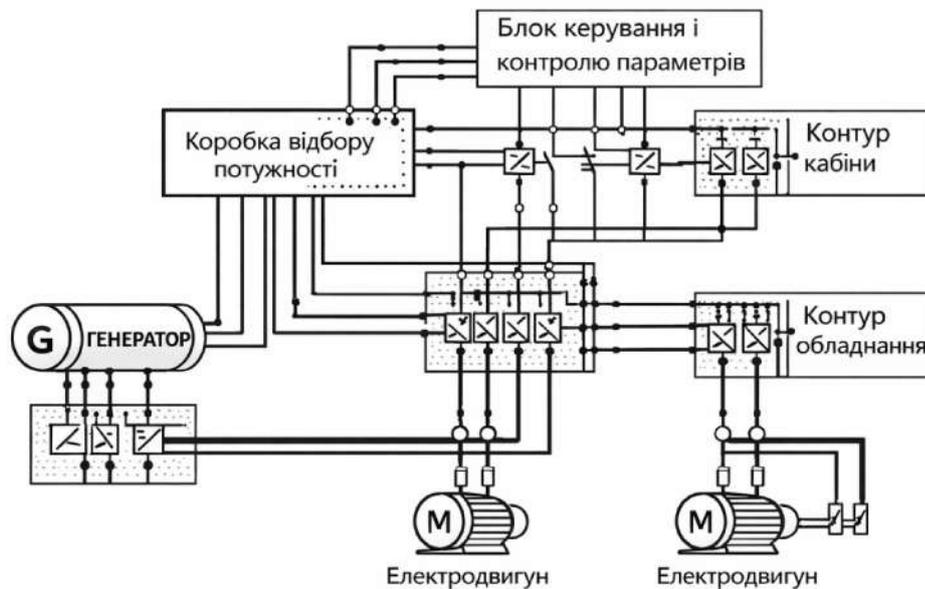


Рис. 3 - Принципова схема ЕП контурів обладнання та кабіни

Метою цього розрахунку є визначення потужності генератора і ЕД на основі таких параметрів, як потужність, крутний момент і швидкість обертання робочого органу.

Залежно від умов експлуатації АБК застосовується привід кабіни, привід обладнання і приводи кабіни та обладнання одночасно.

Відбір потужності на генератор здійснюється на включеній 5 передачі автомобіля ЗіЛ – 131Н.

Необхідна потужність для контуру кабіни складає 30 кВт в режимі охолодження, 38 кВт в режимі обігріву при робочих обертах 1850 об/хв на виході з ЕД №1.

Необхідна потужність для контуру обладнання складає 55 кВт в режимі охолодження і 66 кВт в режимі обігріву при робочих обертах 2300 об/хв на виході з ЕД № 2.

Значення крутного моменту, що видається електродвигунами №1 і №2 M_m [Нм], розраховується по формулі

$$P = M \cdot \omega = \frac{M \cdot 2\pi \cdot n}{60} = \frac{M \cdot n}{9,550}; \text{ Вт} = \frac{M \cdot n}{9550} \quad (4)$$

$$M \cdot n = P \cdot 9950 = 38 \cdot 9550 = 362900 \text{ для контуру кабіни}$$

$$M \cdot n = P \cdot 9950 = 66 \cdot 9550 = 63030 \text{ для контуру обладнання}$$

$$M_{\text{кк}} = \frac{362900}{18500} = 196, \text{ Нм}$$

$$M_{\text{ко}} = \frac{630300}{2300} = 274, \text{ Нм}$$

Для необхідного ЕД контуру кабіни маємо наступні вихідні дані:

- 1 Крутний момент, що видається ЕД M_m для контуру кабіни = 196 Нм,
- 2 Частота обертання ЕД $n_{\text{макс}}$ для контуру кабіни = 1850 хв⁻¹;
- 3 Частота обертання валу коробки відбору потужності двигуна яка передається на генератор $n_{\text{дв}} = 1850$ хв⁻¹.

4 Потужність ЕП контуру кабіни 38 кВт .

Для необхідного ЕД контуру обладнання маємо наступні вихідні дані:

- 1 Крутний момент, що видається ЕД M_m для контуру обладнання = 274 Нм,
- 2 Максимальна частота обертання ЕД $n_{\text{макс}}$ для контуру обладнання = 2300 хв⁻¹;
- 3 Максимальна частота обертання генератора $n_{\text{дв}} = 2300$ хв⁻¹.
- 4 Потужність ЕП 66 кВт .

Приведені вище дані систематизовані в таблиці 1 та 2

Таблиця 1

Початкові дані для розрахунку ЕП контуру кабіни.

M_m , Нм	$n_{\text{макс}}$, хв ⁻¹	$n_{\text{дв}}=n_n$, хв ⁻¹	$\Delta p_{\text{м.понар}}$, МПа	L , м	S , мм
196	1850	1850	21	12	70

Примітка: M_m – крутний момент ЕД; L – довжина ЕСД; S – значення перерізу ЕСД.

Таблиця 2

Початкові дані для розрахунку ЕП контуру обладнання.

M_m , Нм	$n_{\text{макс}}$, хв ⁻¹	$n_{\text{дв}}=n_n$, хв ⁻¹	$\Delta p_{\text{м.понар}}$, МПа	L , м	S , мм
274	2300	2300	21	12	70

Розрахунок електроприводу

Розрахунок проводимо для асинхронних ЕД. Визначення потужності ЕД проводимо у два етапи.

Попереднє визначення потужності та числа обертів виконується з урахуванням заданого крутного моменту зовнішнього статичного навантаження та вибраного типу ЕД. При цьому враховуються його конструкція, технічні характеристики, зокрема номінальна частота обертання, потужність і коефіцієнт корисної дії (ККД).

Методики розрахунку крутного моменту електродвигуна. Основними характеристиками ЕД є крутний момент і потужність.

Крутний момент електродвигуна: це значення зусилля, з яким обертається приводний вал.

$$P = M \cdot \omega, \quad (5)$$

де P — потужність ЕД (Вт);
 M — крутний момент ЕД (Н·м);
 ω — кутова швидкість (рад/с).

Цей момент на валу ЕД має значення, оскільки характеризує можливості ЕД. Він вимірюється в Ньютон-метрах (Н·м) і залежить від потужності ЕД, напруги, сила струму та конструкція ЕД.

Потужність залежить від частоти, з якою крутиться приводний вал: що швидше він обертається, то більше потужність демонструє ЕД.

Таким чином, крутний момент важливий для сили, а потужність для швидкості виконання роботи.

Формула максимального моменту асинхронного двигуна передбачає граничне значення, у якому навантаження врівноважує і зупиняє мотор.

Формула крутного моменту виглядає так:

$$M = P \cdot n, \quad (6)$$

де P — потужність ЕД (кВт);
 n — число обертів в секунду (об/сек).

Беремо до уваги коефіцієнт ковзання в асинхронних ЕД.

Ще одна формула для розрахунку крутного моменту (M) електричного двигуна заснована на його потужності (P) та швидкості обертання валу (n):

$$M = \frac{P \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n}, \quad (7)$$

де M — крутний момент (Н×м);
 P — потужність двигуна (кВт);
 n — швидкість обертання валу (об / сек).

Ця формула дозволяє визначити крутний момент, який ЕД може передавати на приводний вал, при заданій потужності та швидкості обертання.

Для асинхронних та синхронних установок доцільно використовувати трифазний інвертор або частотний перетворювач. Він знижує частоту та збільшує кількість обертів.

У каталозі інженерно-виробничого центру СКВ Укрелектромаш підібрали ЕД марки АІР для забезпечення максимальних необхідних технічних характеристик.

$$\eta_{ед} = \frac{A_{мех}}{A_{ел}} \quad (8)$$

де $\eta_{ед}$ – ККД ЕД, це відношення корисної потужності (механічної) до споживаної електродвигуном (електричної);

$A_{мех}$ - корисна механічна потужність, що віддається на вал ЕД;

$A_{ел}$ - споживана електрична потужність, що підводиться до ЕД.

$$\eta_{ед} = \frac{109,5}{119} = 0,92. \quad (9)$$

Визначаємо електричну потужність генератора для приводу ЕД АБК при номінальних режимах роботи.

Електрична потужність генератора визначається за формулою:

$$P = U \cdot I, \quad (10)$$

де P - потужність генератора, (кВт);

U - напруга на виході генератора, (В);

I - струм, що віддає генератор, (А).

Для ЕД контуру кабіни: номінальна напруга $U=380$ В, номінальний струм $I=100$ А.

$$P = U \cdot I = 380 \cdot 100 = 38000 \text{ Вт} = 38 \text{ кВт}.$$

Для ЕД контуру обладнання: номінальна напруга $U=380$ В, номінальний струм $I=174$ А.

$$P = U \cdot I = 380 \cdot 174 = 66000 \text{ Вт} = 66 \text{ кВт}.$$

Генератор повинен забезпечити для роботи контуру кабіни потужність 38 кВт, для роботи контуру обладнання 66 кВт, а для одночасної роботи контурів кабіни та обладнання необхідна потужність становити 104 кВт що достатньо для живлення обладнання АБК електроприводів, системи керування, освітлення, та заряджання акумуляторних батарей.

Визначили максимальну теоретичну потужність генератора. Потужність, споживана АБК, не повинна перевищувати потужність генератора. З умови, що запас потужність вибраного генератора повинен становити 15%: це становить 120 кВт.

Висновки

Розрахункові показники генератора та ЕД відповідають технічним характеристикам електродвигуна АІР 250 це означає що вибір ЕД по потужності, ККД, крутному моменту проведений коректно. Такий підхід сприяє зменшенню навантажень на елементи системи ЕП, зниженню зношування та продовженню ресурсу електроагрегатів, зберігаючи при цьому необхідну ефективність і надійність роботи обладнання. По результатам розрахунків ЕП проведений вибір асинхронних ЕД: моделі АІР 250 та АІР 200 та генератора ГСФ-100М. Корисна потужність генератора складає 120 кВт, що задовольняє вимогам завдання (66 кВт контур обладнання + 38 кВт контур кабіни).

Потужність КВП роздавальної коробки автомобіля ЗІЛ-131Н достатньо для забезпечення роботи генератора (119 кВт), потреби розробки завдання на проектування нової роздавальної коробки немає.

В якості системи керування та захисту ЕП вибрані частотні перетворювачі які забезпечать безперебійну і надійну роботу АМК.

Проведений розрахунок перерізу і довжини ЕСД живлення ЕД показав що їх необхідна довжина 12 м та перерізом 55 мм.

Визначена доцільність проведення модернізації приводу АМК-24/56-131, яка відповідає сучасним вимогам аеродромно-технічного забезпечення бойових дій авіації.

Наступним етапом модернізації АБК може бути заміна шасі ЗІЛ-131Н на КрАЗ-5233НЕ підвищеної прохідності.

Література

1. Техніка аеропортів. Частина 3. Аеродромні багатоцільові кондиціонери” авторів: В. В. Кав'юк, В. М. Краснокутський, С. А. Вахнюк, О. Б. Волков, М. П. Долінський, О. А. Бусилко – Х.: ХНУПС, 2025. – 254 с.

2. Звіт про НДР (остаточний) (шифр "Кондиціонер") / ХНУПС; № 0123U104062; Інв. № 19911. – Х.: ХНУПС, 2023. – 187 с.

3. Володимир Краснокутський , Вадим Кав'юк , Сергій Вахнюк , Михайло Долінський. Аналіз шляхів підвищення технічних показників енергетичної установки блоку приводу контуру обладнання аеродромного багатоцільового кондиціонера АМК-24/56-131. Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, - Харків 2025. - С. 28-36

УДОСКОНАЛЕННЯ ЗАХИСНОЇ СИСТЕМИ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ КРАНІВ ВІД ГОРИЗОНТАЛЬНИХ УДАРІВ

Олег ІВАНЕНКО¹, Заур МУСАЄВ²

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

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

Практика експлуатації вантажопідійомних машин показує, що наїзди кранів, обладнаних буферами існуючих конструкцій (як правило, пружинними (рис. 1) або гумовими (рис. 2)) приводить до аварійних ситуацій. Це викликано, насамперед, недостатньою енергоємністю кранових буферів [1], які розраховуються на поглинання кінетичної енергії кранів або візків (при гнучкій підвісці – без вантажу, при жорсткій – з вантажем), що рухаються зі швидкістю, яка становить 50% від номінальної.

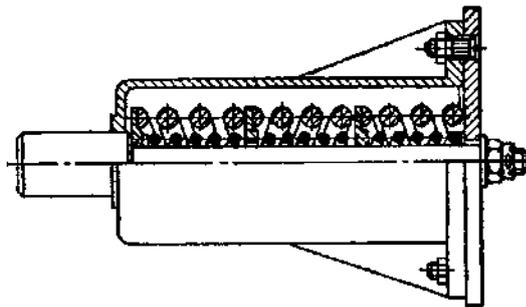


Рис. 1 - Пружинний буфер

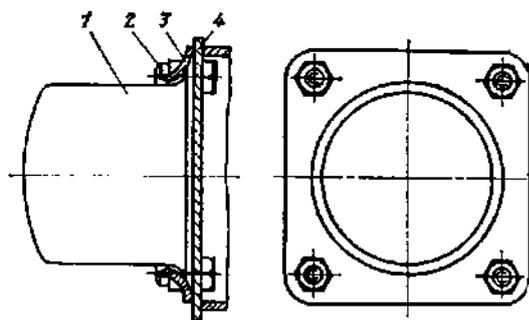


Рис. 2 - Буфер з гумовим монолітним робочим елементом:

1 – робочий елемент; 2 – болт; 3 – накладка; 4 – щит

Замість традиційних стаціонарних тупикових упорів рейкового шляху вантажопідійомних кранів і візків, при відсутності обмеження габаритної висоти, у експлуатації все частіше використовують спеціальні тупикові пристрої, які одержали назву гравітаційних (рис. 3), у яких наприкінці шляху

рейка має плавний підйом з похилими прямолінійними ділянками, сполученими з горизонтальною робочою ділянкою за допомогою профільованої перехідної ділянки [2]. У цьому випадку кінетична енергія крана, що рухається (або візка) витрачається на підйом однієї сторони крана (центра ваги) на деяку висоту.

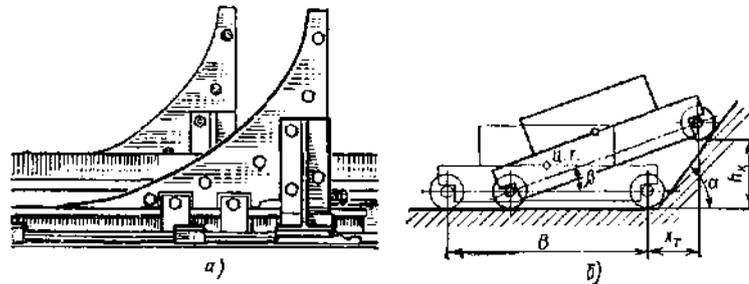


Рис. 3 - Гравітаційний тупиковий упор

Недоліком гравітаційного упору є те, що він працює тільки у тупикових ділянках підкранової колії і не забезпечує захисту кранів від ударів при зіткненні на будь-якій ділянці.

Питаннями підвищення ефективності захисної системи вантажопідйомних кранів при експлуатації займалися такі вчені як: Петухов П.З., Ксюнін Г.П., Мартинов А.В., Гайдамака В.Ф., Григоров О.В. та ін.

На основі досвіду експлуатації кранів можна сформуванати вимоги до захисної системи:

- система повинна мати невелике число простих деталей;
- забезпечувати надійну зупинку крана, що рухається на номінальній швидкості і з найбільшим вантажем. При цьому уповільнення не повинно перевищувати максимальної припустимої величини;
- система повинна забезпечувати безпечну зупинку некерованого (угін крана вітром, незадовільний фізичний стан кранівника, зварювання контактів контролера або контактора і ін.) крана на кінцевих ділянках шляху й при зіткненні двох кранів;
- вартість системи, габаритні розміри й вага повинні бути невеликі;
- технічне обслуговування повинно забезпечуватися силами чергових слюсарів без залучення спеціалізованих ремонтних груп;
- система повинна бути уніфікованою для кранів мостового типу, а також для їхніх візків;
- система повинна бути працездатна протягом усього терміну служби крана;
- у момент спрацьовування системи не повинно бути ударів, що перевищують максимально припустиму величину.

Цей недолік усувається застосуванням захисних пристроїв гравітаційного типу.

Запропонована конструкція гравітаційного гідробуфера (рис. 4) складається з двох гідробуферів, закріплених на торцях кінцевої балки крана і з'єднаних між собою й двома вертикально встановленими гідроциліндрами,

розташованими усередині кінцевої балки, трубопроводами постаченими клапанами зворотної дії. При цьому магістраль між вертикальними гідроциліндрами не містить зворотнього клапана й з'єднана для керування потоками робочої рідини у замкнутій системі, через регульований дросель із трубопроводом з'єднуючим гідробуфери. На торцях штоків вертикальних гідроциліндрів, закріплений башмак, розташований із зазором над головкою підкранової рейки. Пристрій працює в такий спосіб: при зіткненнях кранів, коли спрацьовує один або обоє гідробуфери, робоча рідина перетікаючи по системі змушує башмак опускатися на рейку й піднімає над ним кінцеву балку, у результаті кінетична енергія маси крана, що рухається, перетворюється в потенційну енергію й кран зупиняється [3]. Через регульований дросель, під дією ваги крана й зусилля пружин гідроциліндрів, робоча рідина перетікає в системі у зворотному напрямку, і кінцева балка плавно опускається на рейку.

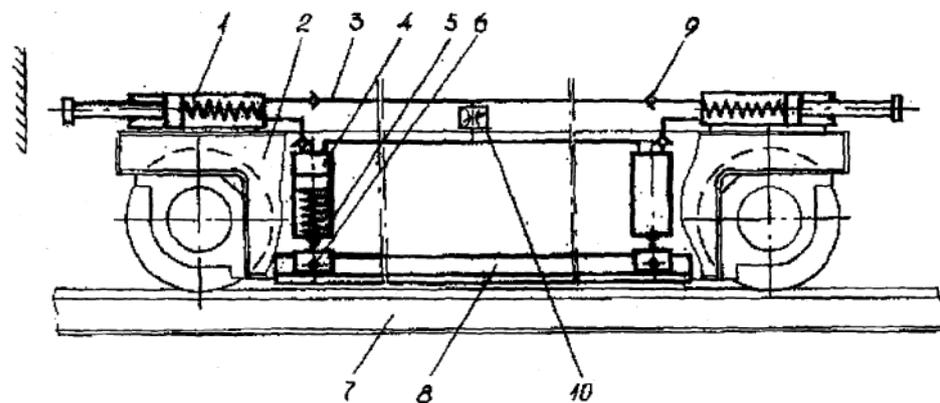


Рис. 4 - Гравітаційний гідробуфер

Висновок

1. Основна відмінність запропонованого буфера від загальноприйнятих полягає в тому, що кінетична енергія при зіткненні двох кранів витрачається не на удар і стиск пружних елементів, а на подолання сил тертя між деталями пропонованого пристрою й на підйом центра мас кранів, що рухаються.

2. Пристрій дозволяє підвищити енергоємність гравітаційного гідробуфера і ефективність захисту кранів при зіткненнях.

Література

1. European Committee for Standardization. Cranes - Buffers and bumpers : EN 13001-2:2016. Brussels : CEN, 2016. 46 p. URL: <https://standards.iteh.ai/catalog/standards/cen/en-13001-2-2016>

2. Zhao Y., Li H., Zhang X. Energy absorption characteristics of hydraulic buffers used in bridge cranes. Journal of Mechanical Engineering Science. 2019. Vol. 233, No. 18. P. 6621–6632. URL: <https://doi.org/10.1177/0954406219827074>

3. Kim J., Park S., Lee D. Dynamic response and impact mitigation of crane end-stop systems with energy-absorbing devices. Shock and Vibration. 2021. Vol. 2021. Article ID 8843127. URL: <https://doi.org/10.1155/2021/8843127>

ЗАСТОСУВАННЯ ПРИСТРОЇВ ДЛЯ ЗАХИСТУ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ КРАНІВ ВІД УДАРІВ ПРИ ЗІТКНЕННЯХ

Олег ІВАНЕНКО¹, Іван ФАТАЙМУХА²

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

²Здобувач другого рівня вищої освіти (магістрант), кафедра ЕВСБДМ, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна

Для безпеки роботи на кранах і візках, що мають швидкість пересування 32 м/хв і більше і керовані з кабіни, установлюють обмежники пересування – пристрої, що автоматично відключають, при необхідності, механізми пересування. Обмежники повинні бути встановлені так, щоб відключення двигуна механізму пересування відбувалося на відстані до упору, рівному не менш половини гальмівного шляху, а при підході одного крана до іншого – на відстані не більше 0,5 м.

Для кранів з високими швидкостями пересування обмежники зближення повинні додатково бути обладнані надійно діючими буферними пристроями. При цьому допускається можливість зіткнення кранів на зниженій швидкості.

Обмежники зближення кранів розділяють на електромеханічні, електричні і з спрямованим випромінюванням. Майже всі відомі конструкції обмежників можуть бути використані як датчики сигнальних пристроїв і як пристрої автоматичного відключення приводних електродвигунів механізму пересування. Обмежник повинен мати шунтувальний вимикач [1], що допускає можливість робочих рухів крана на ділянці дії обмежника, наприклад при перевантаженні великогабаритних вантажів, двома кранами. Крім того, електрична схема обмежника повинна забезпечувати його дію незалежно від наявності або відсутності напруги в схемі живлення й керування сусіднього крана.

Великою надійністю в порівнянні із пристроями, обладнаними лінійками, що відключають, володіють обмежники зближення кранів з допоміжними канатами. Такі системи вимагають додаткових пристроїв для відключення привода механізму пересування сусіднього крана, тому що кінцевий вимикач є тільки в ланцюзі керування механізмом пересування крана з канатним барабаном.

Електричні обмежники зближення кранів залежно від принципу дії можна розділити на чотири основних групи: секційні тролейні обмежники в ланцюзі керування; комбіновані струмонесучі тролейні обмежники, що контролюють фактичне положення крана, і тролейні обмежники для передачі керуючого сигналу; провід з високим питомим опором, розташований у

поздовжньому напрямку щодо кранових шляхів; крокові перемикачі з потенціометрами.

Секційні тролейні обмежники із двома сигнальними тролеями, встановлюються попарно в поздовжньому напрямку щодо кранового шляху. Зі струмоведучими лініями цих тролів контактують струмознімачі, закріплені на сусідніх кранах. Якщо струмознімачі обох кранів стосуються тої самої ділянки тролів, то замикається сигнальний ланцюг, або ланцюг керування приводом механізму пересування крана. Недоліком таких обмежників зближення кранів є те, що замикання керуючого ланцюга здійснюється на певній відстані між кранами, що може змінюватися й становити половину довжини секції тролейного обмежника.

У комбінованих обмежниках із тролеями для контролю фактичного положення кранів і подачі керуючого сигналу застосовують електричну схему блокування.

Недоліком обмежників із секційними тролеями є висока чутливість до зміни опору в зоні контакту струмознімачів із тролеями. Робота обмежників порушується при виході з ладу або відході струмознімачів від тролей.

У резисторних обмежниках провід високого опору на ізолюючих опорах, встановлених у поздовжньому напрямку щодо кранових шляхів і може підніматися над ними. Провід підключений до мережі постійного струму низької напруги (до 42 В). Електрична схема з'єднання проводу з ланцюгами живлення й сигналізації виконана з використанням кабелю з мідними й алюмінієвими проводами. Струмознімачі кранів контактують з проводом і шунтують його ділянку, розташовану між кранами. Зі зменшенням відстані між кранами при їхньому зближенні зростає загальний опір вільної ділянки проводу. У результаті знижується сила струму в ланцюзі сигналізації обмежника. При певній силі струму відключається реле, що нормально закритими контактами включає сигнальну лампу.

Крокові перемикачі або потенціометричні пристрої в обмежниках зближення кранів перетворюють поступальний рух крана в кутове переміщення движка вимірювального вузла. При цьому кут повороту движка пропорційний переміщенню крана від заданої нерухомої точки кранового шляху. Відстань між кранами контролюється по числу крокових перемикачів або опору потенціометра.

Такі обмежники застосовують в основному для виключення ушкоджень кранів, що працюють на кранових шляхах в одному прольоті, але на різних рівнях. Точність спрацьовування таких обмежників залежить від пробуксовки ходових коліс кранів, і важко піддається регулюванню.

В обмежниках зі спрямованим або неуважним випромінюванням використовують фотоелектричні, радіоактивні й інші датчики, які контролюють відстань між кранами, що зближаються, при спрямованому випромінюванні по куту відбиття випромінюваного потоку, а при розсіяному випромінюванні – по інтенсивності відбитого потоку. Обмежник з фотоелектричним датчиком спрямованого випромінювання має оптичну головку 1 (рис. 1, а) із джерелом світла з фотоелектричним

перетворювачем, що виконує роль приймача світла. Приймач підключений до системи, що модулює, з мікропроцесорним блоком керування. Головка закріплена на одному із кранів на стійці, з регулюванням по висоті. На іншому крані встановлений відбивач 2 спрямовані дії. Модулятор перетворить світловий потік джерела світла в спрямоване випромінювання із власною частотою 3,9 кГц і додатковий світловий потік тиску із частотою 1,5 кГц.

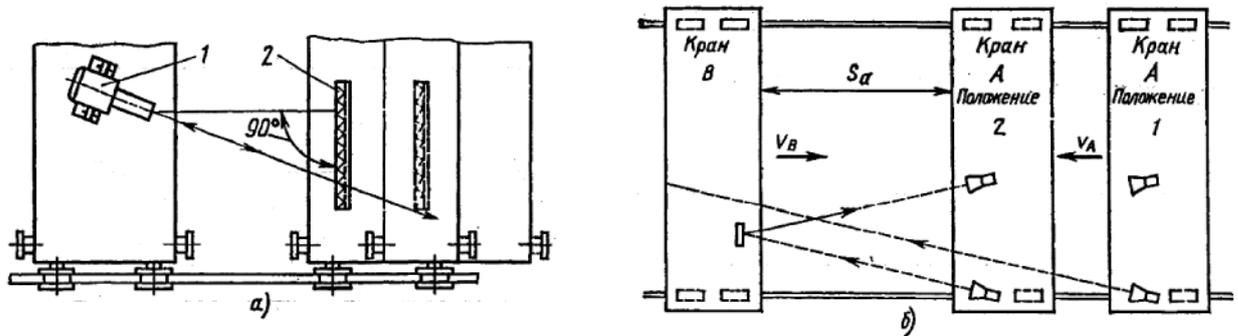


Рис. 1 - Обмежник з фотоелектричним датчиком зближення кранів

Наявність двох світлових потоків різної частоти виключає спрацьовування обмежника від сторонніх джерел світла. При зближенні кранів на розрахункову відстань S_a (рис. 1, б) відбитий промінь попадає на фотоелектричний перетворювач, де рівняється з потоком основної частоти. При збігу частот випромінюваного й відбитого потоку спрацьовує реле в схемі сигналізації або керування приводом пересування крана. Ушкодження джерела світла в оптичній головці приводить до автоматичного відключення електродвигуна приводу пересування крана. На надійність обмежника з фотоелектричним датчиком істотно впливає забруднення оптичної головки, а також можливість поглинання світлового потоку щільним проміжним середовищем, наприклад, водяними парами, пилом і т. п. Обмежник може не відбивати на дві зони дії, при цьому допускає відстань, що повинна бути між кранами від 2,5 до 30 м. При такому зближенні кранів включається сигнальний пристрій або знижується швидкість крана, а наприкінці – відключається електродвигун механізму пересування й накладається гальмо.

Обмежник з ультразвуковим радаром містить [2] джерело 2 (рис. 2) ультразвукових коливань, підсилувачі й фільтри, установлені на одному із сусідніх кранів. На іншому крані встановлений відбивач у вигляді сталевого листа 1 розмірами 1,5×1,5 м. Відбитий звуковий потік джерела 2 перетворить електричний сигнал, у той що згладжує, проходить через фільтр, і надходить в електронний блок 3. Блок 3 перетворить сигнал, що надійшов, в імпульси електричного струму, тривалість якого пропорційна відстані між кранами. Виконавче реле в ланцюзі сигналізації включає в кабіні машиніста відповідні лампи 4, які вказують на відстань між кранами, рівну відповідно 3 і 15 м. Якщо в зоні роботи кранів діють сторонні джерела шуму із частотою, близькою до частоти джерела 2, то включення лампи сигнальної 4 відбувається з деяким відбиттям.

Відомі випадки застосування обмежників зближення кранів з радіоактивними датчиками [3] спрямованого або розсіяного

випромінювання. Недоліком таких обмежників є складність експлуатації у зв'язку з необхідністю застосування спеціального захисту обслуговуючого персоналу при технічному обслуговуванні.

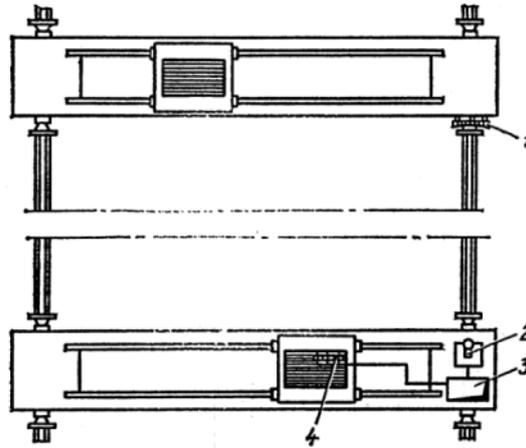


Рис. 2 - Ультразвуковий обмежник зближення кранів

Буфери призначені для зм'якшення можливого удару вантажопідйомної машини об упори та ін. Вони можуть бути виконані еластичними пружинними, пружинно-фрикційними й гідравлічними. Залежно від місця установки буфери можуть бути рухливими, нерухомими й комбінованими. Рухливі буфери кріплять до кінцевих балок кранових мостів або рами ходових балансирних візків. На вантажних візках кранів рухливі буфери встановлюють на упорах і монтуєть наприкінці кранового шляху. Комбіновані буфери являють собою рухливі (установлені на крані, що рухається) і нерухомі (установлені жорстко на кранових шляхах) буфера.

Висновок

На основі проведеного аналізу зроблено висновок, що ефективно підвищення безпеки роботи вантажопідйомних кранів можливе лише за умови комплексного застосування сучасних обмежників зближення у поєднанні з буферними пристроями підвищеної енергоємності. Це дозволяє знизити ймовірність зіткнень, зменшити динамічні навантаження на конструктивні елементи кранів та підвищити загальний рівень безпеки їх експлуатації.

Література

1. Yong Y. P., Lee J., Kim H. Object detection and distance measurement algorithm for crane safety. Buildings. 2023. Vol. 13, No. 10. P. 2551. URL: <https://doi.org/10.3390/buildings13102551>
2. European Committee for Standardization. Cranes — Tower cranes — Anti-collision devices and systems : EN 17076:2020. Brussels : CEN, 2020. 58 p. URL: <https://standards.iteh.ai/catalog/standards/cen/en-17076-2020>
3. European Committee for Standardization. Cranes — Bridge and gantry cranes : EN 15011:2020. Brussels : CEN, 2020. 82 p. URL: <https://standards.iteh.ai/catalog/standards/cen/en-15011-2020>

ВПЛИВ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПОКАЗНИКІВ НА ВИБІР КОНСТРУКТИВНИХ ОСОБЛИВОСТЕЙ ВЕРТИКАЛЬНИХ ВАЛКОВИХ МЛИНІВ

Микола КЛИМЕНКО¹, Василь МАРАЧ²

¹Кандидат технічних наук, завідувач кафедри МОТП, Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ, Україна

²Здобувач третього рівня вищої освіти (аспірант), кафедра МОТП, Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ, Україна

Вертикальні валкові млини є фундаментальним обладнанням у сучасних технологічних процесах цементної, гірничовидобувної та енергетичної галузей, де вони забезпечують високоефективний помел матеріалів, зокрема гранульованого шлаку. Використання шлакових цементів зумовлено їхньою підвищеною міцністю та корозійною стійкістю, що робить вдосконалення подрібнювальних установок пріоритетним завданням будівельної індустрії. Сучасні наукові дослідження спрямовані на модернізацію конструкцій млинів для досягнення максимальної питомої продуктивності при одночасному зниженні енергомісткості, що критично важливо для зменшення собівартості продукції та мінімізації вуглецевого сліду.

Еволюція технічних умов експлуатації вимагає впровадження інноваційних підходів до проектування робочих органів (валків, столів та сепараторів) через оптимізацію їхньої геометрії, вдосконалення приводів та інтеграцію систем інтелектуальної автоматизації. Враховуючи інтенсивний абразивно-ударний знос, особлива увага приділяється застосуванню високолегованих сплавів та захисних покриттів для підвищення експлуатаційної надійності. Окремим науково-практичним аспектом є нівелювання динамічних навантажень і вібрацій, що виникають під час роботи обладнання, оскільки стабілізація технологічного процесу безпосередньо корелює з довговічністю конструктивних вузлів агрегату.

Дослідження багатьох вчених, таких як Lucas Jensen [3] Tatan Zakaria, Yasuhiro Shigemoto та ін. [2] підтверджують, що концентрація абразивних мінералів, зокрема кварцу, у замкненому циклі подрібнення є детермінованим фактором інтенсивності зносу робочих органів валкових млинів через ефект сепараційного накопичення важкоподрібнюваних фракцій.

У праці С. Woynadt [1] проаналізовано інноваційні конструктивні рішення для вертикальних валкових млинів, зокрема концепції модульного млина (Modular Mill) та маятникового млина (Swing Mill). Технічна новизна модульної системи високої потужності полягає у впровадженні активного резервування шляхом використання від 4 до 6 незалежних валкових модулів та розподіленого привода. Гідравлічна система забезпечує паралельність зазору між циліндричною поверхнею валка та плоским столом, що стабілізує

вібраційні характеристики. Встановлено, що така архітектура дозволяє підтримувати до 85% номінальної продуктивності у разі виходу з ладу окремих компонентів. Концепція Swing Mill, своєю чергою, оптимізує капітальні інвестиції для малих підприємств, дозволяючи почерговий помел сировини та клінкеру без механічного переналагодження.

Дослідженнями високопродуктивних млинів обґрунтовано методологію монтажу валків безпосередньо на промисловому майданчику. Технологічний регламент передбачає попереднє нагрівання опори валка до 120–180°C для забезпечення необхідних посадкових натягів та прецизійне позиціонування вузлів за допомогою вантажопідіймальних механізмів з контрольованим зтягуванням кріпильних елементів. Впровадження методу «польового» збирання нівелює потребу в транспортуванні обладнання до виробника, суттєво скорочуючи експлуатаційні витрати та час простою технологічних ліній продуктивністю у сотні тонна на добу.

Як відомо, принцип функціонування вертикального валкового млина базується на відцентровому розподілі матеріалу, що надходить через завантажувальний жолоб на центр розмольного стола, який приводиться в рух редуктором. Під дією відцентрових сил сировина потрапляє під валки, де піддається деформаціям стиснення та зсуву в шарі матеріалу. Для мінімізації абразивної деградації стіл та валки оснащені змінними футерувальними плитами та бандажами. Подрібнена фракція виноситься за межі стола, де висхідний потік гарячого повітря через соплове кільце транспортує її до сепаратора. У сепараторі роторного типу відбувається класифікація: готовий продукт проходить крізь лопаті, тоді як грубі частинки повертаються через конус на повторний цикл помелу, а надвеликі включення видаляються через систему вивантаження. Необхідне зусилля подрібнення забезпечується гідравлічними циліндрами, що впливають на важелі з осями валків. Енергетична ефективність процесу, порівняно з кульовими млинами, зумовлена специфічним розподілом напружень у шарі, що інтенсифікує утворення мікротріщин і сприяє ефективній дезінтеграції частинок при менших питомих витратах енергії.

На рис. 1 представлено результат узагальнення принципових схем, що ілюструють найбільш поширені варіанти конструктивного виконання та просторового взаєморозташування основних розмельних елементів середньохідних вертикальних валкових млинів. Конструктивні особливості цих млинів можуть суттєво варіюватися залежно від виробника обладнання. Зокрема, існують відмінності в геометричних параметрах і конфігурації розмольного стола, конструкції та кількості валків, а також у типах пристроїв, що забезпечують необхідне притискне зусилля між валками та столом, які можуть бути представлені гідравлічними, пневматичними або гібридними механізмами.

Аналіз конструктивних особливостей вертикальних валкових млинів свідчить, що конічні валки демонструють вищу адаптивність до варіацій товщини шару та оптимальний розподіл навантаження, тоді як сферичні робочі органи забезпечують стабільність контактної плями та підвищену

зносостійкість при дезінтеграції високоабразивних матеріалів. Узагальнені дані щодо ефективності та інтенсивності зносу компонентів при помелі клінкеру й шлаку підтверджують пряму кореляцію між геометричними параметрами робочих зон та експлуатаційним ресурсом обладнання за типових виробничих умов.

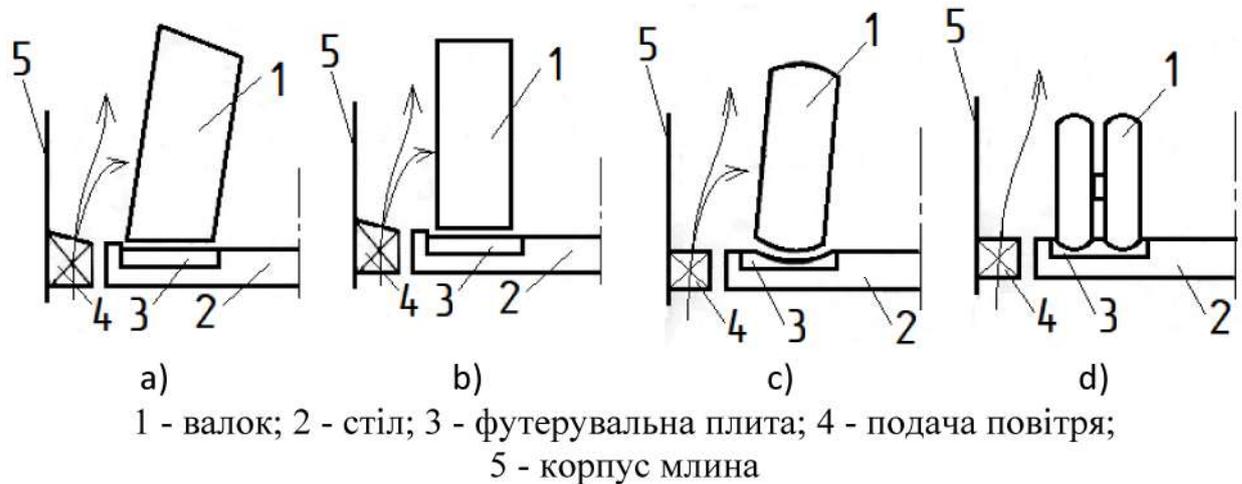


Рис. 1. Основні конструктивні схеми вертикальних валкових млинів

Проведені дослідження дозволяють виділити ключові показники енергоефективності та конструктивні переваги сучасних вертикальних валкових млинів. Встановлено, що моделі FLSmidth OK™ та Pfeiffer MVR характеризуються мінімальним питомим споживанням енергії, що зумовлено оптимізацією аеродинамічних параметрів корпусу та застосуванням високоефективних сепараторів. При цьому млини Gebr. Pfeiffer MVR демонструють найвищу зносостійкість робочих органів завдяки впровадженню механізму незалежного навантаження кожного валка, прецизійному регулюванню тиску та використанню сегментного бронювання з матеріалів підвищеної твердості. Моделі компанії Loesche, зокрема із конфігураціями валків «2+2» або «3+3» та інтегрованими стабілізуючими роликками, забезпечують оптимальний паритет між енергоефективністю та експлуатаційним ресурсом.

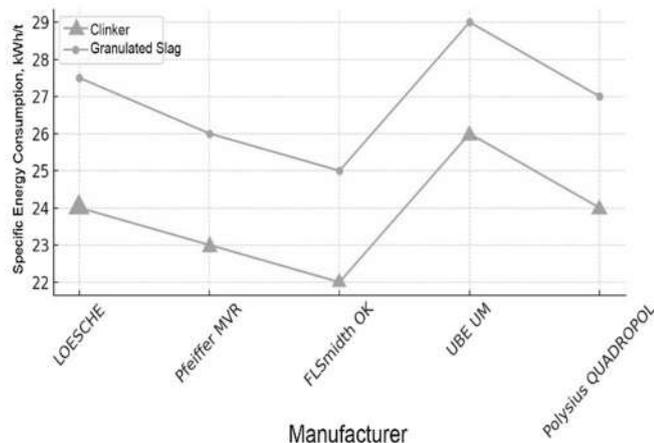


Рис. 2. Порівняльний аналіз енергоспоживання при помелі клінкеру та гранульованого шлаку

Універсальним рішенням для широкого спектру сировини є млини Polysius QUADROPOL, які поєднують високу експлуатаційну надійність із помірними показниками зносу компонентів (рис.2 – рис.3).

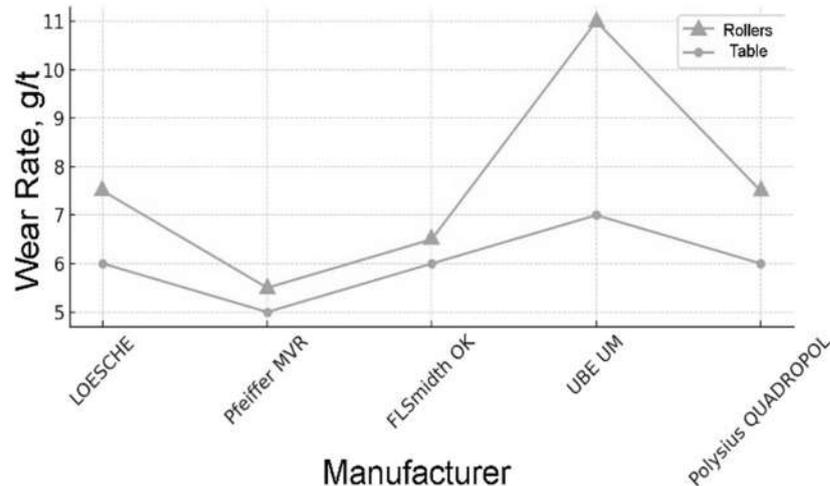


Рис. 3. Порівняльний аналіз інтенсивності зносу валків та розмольного стола

Висновок

Наведені дані підтверджують, що поєднання оптимізованої аеродинаміки та прецизійних систем розподілу навантаження безпосередньо корелює з мінімізацією питомих енерговитрат і зносу робочих органів. Вибір конфігурації вертикального валкового млина критично залежить від властивостей сировини, зокрема при переробці високовологого шлаку для досягнення надтонкого помелу. Це обґрунтовує необхідність безперервної технологічної модернізації структурних елементів та інтегрованих систем керування з метою відповідності сучасним вимогам енергоефективності та екологічної стійкості будівельної індустрії.

Література

1. C. Woywadt. (2014). The latest innovative technology for vertical roller mills: Modular mill with modular drive system and swing mill solutions. 2014 IEEE-IAS/PCA Cement Industry Technical Conference, National Harbor, MD, USA, 2014.
2. Yasuhiro Shigemoto, Hirofumi Kasai, Tatsuya Hinauchi. (2023). Development of 6-Roller UBE Vertical Mill for Slag. World Cement. Dec 16, 2023.
3. Lucas R.D. Jensen, Henrik Friis, Erling Fundal, Per Møller, Per B. Brockhoff, Mads Jespersen. (2010). Influence of quartz particles on wear in vertical roller mills. Part I: Quartz concentration, Minerals Engineering, Volume 23, Issue 5.

ЕКСПЕРТНЕ ОБСТЕЖЕННЯ ВАНТАЖОПІДІЙМАЛЬНИХ КРАНІВ, ЯКІ ВІДПРАЦЮВАЛИ НОРМАТИВНИЙ ТЕРМІН ЕКСПЛУАТАЦІЇ, З ВИКОРИСТАННЯМ ТЕХНОЛОГІЇ ПРЕЦЕДЕНТІВ

Сергій КЛИМЧУК¹, Олексій НЄЖЕНЦЕВ²

¹*Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля, м. Київ, Україна*

²*Кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», м. Київ, Україна*

Оскільки більшість вантажопідіймальних кранів, які експлуатуються в Україні, відпрацювала свій нормативний термін, для цих машин треба обов'язково проводити експертне обстеження з метою оцінки технічного стану та встановлення строків і умов їх подальшої безпечної експлуатації. Мова йде про десятки тисяч мостових, козлових, порталних, баштових і ін. кранів, які необхідно регулярно обстежувати відповідно до нормативних документів [1]. Якісне вирішення цього складного завдання можливе лише за допомогою застосування спеціалізованих програмних систем підтримки прийняття рішень.

Організації і фахівці, що займаються експертними обстеженнями вантажопідіймальних машин, часто використовують різні ІТ інструменти для комп'ютерного обліку, зберігання і обробки масивів даних, пов'язаних з об'єктами, що діагностуються. Як приклад можна навести розроблене програмне забезпечення для моніторингу та обробки інформації про технічний стан вантажопідіймальних кранів [2]. Разом з тим, в даний час відсутні ефективні програмні системи, що дозволяють експерту формувати висновок про можливість та умови безпечної експлуатації кранів з урахуванням аналогічних діагностичних ситуацій, які відбувались в минулому. Це обумовлено низкою причин: недосконалістю математичних моделей, що зв'язують критерії міцності і довговічності елементів кранів з різноманітним навантаженням; умовами експлуатації кранів; режимами їх роботи; недостатньою формалізацією даних про дефекти і відмови, які представлені у вигляді опису; відсутністю систематизованої інформації про характер і зміни зовнішніх факторів; великою кількістю діагностичних параметрів і взаємозв'язків між ними; недостатніми статистичними даними про умови і режими експлуатації машин. Внаслідок цього експерт приймає рішення за результатами обстеження кранів на основі свого попереднього досвіду, часто - «за аналогією».

Таким чином, доцільним є підвищення ефективності методики експертного обстеження вантажопідіймальних кранів шляхом розробки і

застосування програмних систем, що працюють по аналогії з міркуваннями експертів, в тому числі систем, що базуються на застосуванні існуючого досвіду, представленого у вигляді прецедентів «case-based reasoning» [3, 4].

Прецедент - це структуроване уявлення накопиченого досвіду у вигляді даних і знань, що забезпечує його подальшу автоматизовану обробку за допомогою спеціалізованих програмних систем [3]. Основне завдання використання апарату прецедентів при експертному обстеженні вантажопідіймальних кранів полягає у формуванні та видачі готових матеріалів про їх технічний стан на основі прецедентів, які вже мали місце в минулому.

Метою роботи є підвищення ефективності методики експертного обстеження вантажопідіймальних кранів і скорочення часу формування висновків про умови безпечної експлуатації кранів шляхом застосування методу пошуку прецедентів для технічної діагностики з бази знань.

При проведенні експертного обстеження кранів параметричне представлення прецедентів здійснювалося у вигляді набору діагностичних параметрів для кожного крану та відповідних рішень.

Визначимо прецедент P як множину $M = \langle s, r \rangle$, де $s \in S$ - поточний технічний стан крана, а $r \in R$ - пов'язане з цим технічним станом рішення по діагностиці крана. Кожний технічний стан крана s характеризується його параметрами x_1, x_2, \dots, x_n , що описують даний прецедент [3, 4]

$$(x_1 \in X_1, x_2 \in X_2, \dots, x_n \in X_n), \quad (1)$$

де n - кількість параметрів прецеденту;

X_1, X_2, \dots, X_n - області допустимих значень відповідних діагностичних параметрів прецеденту.

Технічний стан крана можна охарактеризувати наступними діагностичними параметрами: залишковий прогин головних балок крана у вертикальній площині, викривлення балок або ферм в плані, наявність елементів металоконструкції з ударною в'язкістю менше 30 Дж/см², тріщини, корозія, технічний стан електроприводів, деталей і вузлів кранових механізмів, канатів, блоків, вантажозахоплювальних пристроїв, підкранових і підвізкових рейкових шляхів, ходових коліс, приладів безпеки та ін.

Кожному діагностичному параметру крана призначають вагу, що враховує його відносну значущість φ_i з позиції діагностичної цінності результатів. На наступному етапі виконується визначення ступеня відмінності поточного технічного стану елементів крана з прецедентами із бази прецедентів та подальший їх аналіз з метою визначення можливих діагностичних рішень.

Для ідентифікації та витяг прецеденту використаний «метод пошуку найближчого сусіда» [3, 4]. Ефективність цього методу залежить від вибору метрики (міри схожості). Наприклад, він не завжди ефективний у разі неповноти вихідних даних. Для усунення вказаних недоліків застосовуються різні модифікації даного методу [3, 4].

Розглянемо модифікований «метод найближчого сусіда» з урахуванням специфіки систем експертного обстеження вантажопідіймальних кранів. Цей модифікований метод полягає в тому, що вводиться спеціальна величина Q - порогове значення ступеня відмінності прецедентів (s_j) і поточної ситуації (s_T). Таким чином, в результаті порівняння вибирається не один єдиний найближчий сусід (прецедент), а деяка множина W найближчих сусідів, ступінь відмінності яких менше або дорівнює граничному значенню $\Delta(s_j, s_T) \leq Q$. Це дозволяє вирішити проблему для випадку, коли присутні кілька прецедентів, рівновіддалених від поточної ситуації.

У разі відсутності значень діагностичних параметрів в описі прецедентів будемо вважати, що за даними параметрами прецеденти і поточна ситуація повністю збігаються. І навпаки, в разі відсутності значень діагностичних параметрів в описі поточної ситуації будемо вважати, що за даними параметрами прецеденти і поточна ситуація не збігаються.

Значення вагового коефіцієнта i -го діагностичного параметра крана φ_i змінюється в інтервалі від 0 до 1. Експерт визначає значення для вагових коефіцієнтів діагностичних параметрів крана. Для обліку вагових коефіцієнтів діагностичних параметрів крана при витязі прецедентів із бази даних і обчисленні ступеня відмінності необхідно скорегувати значення параметрів помноживши їх на відповідний ваговий коефіцієнт ($x_i \cdot \varphi_i$), а також врахувати вагові коефіцієнти при обчисленні максимальної відстані

$$d_{max}(x_i^{min} \cdot \varphi_i; x_i^{max} \cdot \varphi_i). \quad (2)$$

Розглянемо «метод визначення найближчого сусіда», що враховує вагові коефіцієнти діагностичних параметрів. Вхідними діагностичними параметрами є значення параметрів, що описують поточний технічний стан крана: s, M - непорожня множина бази прецедентів (БП); $\varphi_1, \varphi_2 \dots, \varphi_n$ - вагові коефіцієнти діагностичних параметрів крана; t - кількість розглянутих прецедентів з бази прецедентів і граничне значення ступеня відмінності Q . Вихідними даними є множина прецедентів W результатів діагностики технічного стану крана, прецеденти за якими мають ступінь відмінності менше або дорівнює граничному значенню Q . Введемо i, j - допоміжні змінні (параметри циклу). Алгоритм реалізації зазначеного методу наступний:

Крок 1. Прийmemo $W = 0, j = 1$ і переходимо до наступного кроку.

Крок 2. Якщо $j \leq t$ обираємо прецедент діагностики s_j з множини $M(s_j \in M)$ і переходимо до кроку 3, інакше всі прецеденти діагностики з бази прецедентів розглянуті та переходимо до кроку 6.

Крок 3. Розраховуємо відстань між обраним прецедентом s_j і поточним технічним станом крана s_T з урахуванням вагових коефіцієнтів діагностичних параметрів [3, 4]:

$$d_{s_j s_T} = \left\{ \sum_{i=1}^n \varphi_i \left[sim(x_i^{s_j}, x_i^{s_T}) \right]^\beta \right\}^{\frac{1}{\beta}}, \quad (3)$$

де $\text{sim}(x_i^{S_j}, x_i^{S_T})$ - функція відмінності (метрика);

β - коефіцієнт, що визначає метрику ($\beta = 1$ - манхеттенська метрика, $\beta = 2$ - евклідова метрика).

У разі відсутності значення параметра $x_i^{S_T}$ в описі поточного стану крана S_T , обчислення відстані $d_{s_j S_T}$ виконуємо вважаючи

$$x_i^{S_T} = x_i^{\min} + \frac{x_i^{\max} - x_i^{\min}}{2}. \quad (4)$$

Далі переходимо до наступного кроку.

Крок 4. На цьому кроці обчислюємо ступінь відмінності $\Delta(s_j, s_T) = d_{s_j S_T} / d_{\max}$, (при обчисленні d_{\max} враховуються вагові коефіцієнти діагностичних параметрів крана) і переходимо до кроку 5.

Крок 5. Якщо $\Delta(s_j, s_T) \leq Q$, то даний прецедент s_j і відповідне йому рішення з діагностики додаємо в результуючу множину W , тобто витягаємо даний прецедент проекту з бази прецедентів. Приймаємо $j = j + 1$ та переходимо до кроку 2.

Крок 6. Якщо $W = 0$, то прецеденти діагностики для поточного технічного стану крана не знайдені. Необхідно збільшити порогове значення Q і перейти до кроку 1. Інакше прецеденти діагностики для поточного технічного стану крана успішно витягнуто.

Крок 7. У результаті, знайдені прецеденти технічного діагностування вантажопідіймального крану можуть бути впорядковані за спаданням значень їх ступеня відмінності з поточним технічним станом крана, а прецеденти діагностики утворюють W множину можливих варіантів технічного діагностування крана.

Відповідно до запропонованого метода за допомогою плагіну *myCBR* [5] була розроблена система підтримки прийняття рішень технічного діагностування кранових металоконструкцій і оцінки проходження випробувань кранів мостового типу). В якості вихідного базового набору прецедентів використовується каталог ситуацій, складений за багаторічними даними зі звітів експертних обстежень (технічних діагностувань) вантажопідіймальних кранів Експертно-діагностичної науково-дослідної лабораторії «Вантажопідійомні машини і промислові споруди» Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля.

Висновки

1. Для підвищення ефективності методики експертного обстеження (технічного діагностування) вантажопідіймальних кранів застосовано метод пошуку прецедентів «case-based reasoning» технічної діагностики з відповідної бази знань.

2. Запропонований метод дозволяє фахівцям підвищити якість рішень, які формуються за результатами технічного діагностування кранів, завдяки використанню інформації, накопиченої за багато попередніх років. При цьому знижується вплив факторів суб'єктивності при аналізі результатів технічного діагностування і скорочується час формування висновків про можливість та умови подальшої безпечної експлуатації вантажопідіймальних 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. Програмне забезпечення для обробки інформації про технічний стан вантажопідійомних кранів / О.Б. Неженцев, С.М. Аветісян. // Priority directions of science development. Abstracts of the 1st International scientific and practical conference. (October 28-29, 2019) SPC «Sci-conf.com.ua», Lviv, Ukraine. – 2019. – №1. – С. 117–122.

3. Case-Based Reasoning: Strategies, Developments and Applications / Tao Lin (Editor) // Series: Electrical Engineering Developments. BISAC: TEC007000. Wuhan (China): Imprint: Nova, 2016. - 187 p.

4. Климчук С.А. Применение прецедентов для технической диагностики грузоподъемных машин / С.А. Климчук, А.Б. Неженцев. // Інновації молоді в машинобудуванні: Збірка праць Міжнародної науково-технічної конференції молодих вчених та студентів / за заг. ред. Данильченка Ю.М., д.т.н., проф. – К.: КПІ ім. Ігоря Сікорського. – 2019. – №1. – С. 309–315.

5. Stahl A. Rapid Prototyping of CBR Applications with the Open Source Tool myCBR / A. Stahl, T. Roth-Berghofer // Proc. of the 9th European Conference on CBR (ECCBR 2008). – Trier (Germany): Springer, 2008. – p. 615-629.

ОСОБЛИВОСТІ РЕЖИМІВ РОБОТИ ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ КОМБІНОВАНОЇ ВІБРОАБРАЗИНОЇ ОБРОБКИ З АКТИВНИМ РОБОЧИМ ОРГАНОМ

Богдан КОРОБКО¹, Тетяна БУГРОВА², Дмитро БУГРОВ³

¹Доктор технічних наук, професор, Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», м. Полтава, Україна

²Кандидат технічних наук, доцент, Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», м. Полтава, Україна

³Здобувач третього рівня вищої освіти (аспірант), кафедра галузевого машинобудування, Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», м. Полтава, Україна

Підвищення продуктивності та енергоефективності фінішної обробки деталей складної форми є важливим завданням для багатьох галузей, в тому числі і нафтогазової. Віброабразивна обробка ефективно очищає різьбові з'єднання елементів трубної арматури від нагару, корозії, піску й залишків мастил. На відміну від ручних і хімічних методів, вона забезпечує рівномірне видалення забруднень без пошкодження профілю різьби, скорочує час підготовки деталей до ремонту чи нанесення покриттів і підвищує надійність обладнання. Проте її результати істотно залежать від вірно обраних режимів роботи обладнання. Особливо це актуально для комбінованих способів віброобробки, які забезпечують гнучке керування динамікою взаємодії абразивних тіл та деталей, дозволяють змінювати інтенсивність знімання матеріалу забезпечуючи високу енергоефективність процесу.

З огляду на потребу підвищення продуктивності та зменшення енерговитрат у віброабразивній обробці, актуальним є пошук рішень, що забезпечують ефективніше керування динамікою робочого середовища, посилення контактної взаємодії та оптимізацію енергоспоживання [1]. Більшість наявних установок має обмежену технологічну гнучкість і не дозволяє повною мірою регулювати збурювальні сили залежно від типу деталей та абразивного матеріалу. Унаслідок цього не повністю реалізується потенціал існуючого обладнання, а ефективність процесу залишається нижчою за можливу.

Теоретичні та експериментальні дослідження режимів роботи комбінованого способу обробки проводились на створеній дослідній віброустановці в лабораторії КБ «Вібротехніка» кафедри галузевого машинобудування Національного університету «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка» [2]. Загальний вигляд установки наведено на рис. 1.

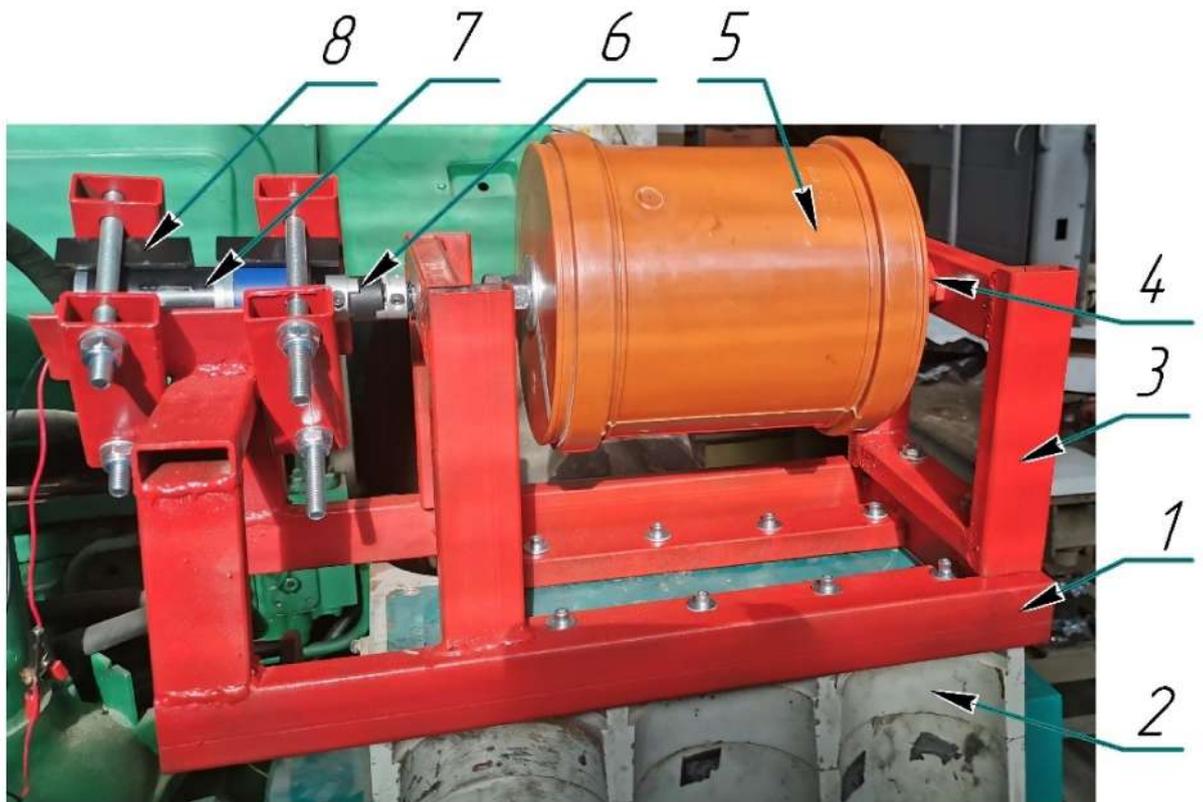


Рис. 1- Загальний вигляд комбінованої віброустановки:

1 – рама; 2 – віброплатформа; 3 – знімна стійка рами; 4 – підшипник; 5 – робоча камера (обертювий барабан); 6 – муфта; 7 – електродвигун барабана; 8 – елементи кріплення електродвигуна

Робоче середовище у віброабразивній обробці є сипучим, та містить велику кількість абразивних частинок і деталей, які постійно взаємодіють між собою. У нерухомому стані робоче середовище має властивості твердого тіла, однак під дією віброзбурення або обертання набуває властивостей в'язкопружного тіла або текучого середовища.

Під впливом вібраційних збурень абразивні частинки в робочій камері отримують змінні швидкості та прискорення, що зумовлює постійну зміну контактних сил між ними. Коли інерційна складова прискорення перевищує силу тяжіння, нормальний тиск між частинками зменшується або зникає. У таких умовах сипуча суміш починає поводитись подібно до рідини, що проявляється у вигляді ефекту псевдорозрідження [3].

Робоча камера обертається навколо горизонтальної осі, створюючи циркуляційний рух компонентів середовища. Введемо безрозмірний критерій K_r , що описує характер руху, який можна визначити за співвідношенням:

$$K = \frac{\omega^2 R}{g} \quad (1)$$

де R — внутрішній радіус робочої камери;
 ω — кутова швидкість обертання камери;
 g — гравітаційне прискорення;

Розглянемо три основні характерні режими руху середовища в обертовій камері віброустановки, без врахування віброзбурення.

1) За низьких швидкостей обертання ($K < 0,1$) абразивні тіла та деталі частково захоплюються стінкою камери та піднімаються вгору, але відцентрова сила недостатня для їх стійкого утримання. Частинки під дією власної ваги вільно переміщуються вниз, формуючи шар із похилою поверхнею, яка постійно оновлюється. Рух середовища є хаотичним, з малою кінетичною енергією та короткочасними слабкими контактами, що обумовлює низьку інтенсивність обробки.

2) За середніх швидкостей обертання ($0,1 < K < 1$) абразивні тіла та деталі піднімаються приблизно до $1/3$ – $1/2$ висоти камери, після чого відриваються від стінки та вільно падають. У результаті формується змінна контактна взаємодія частинок, що створює циклічне навантаження та забезпечує ефективне зняття матеріалу.

3) Центрифужний режим. За високих швидкостей обертання ($K > 1$) відцентрова сила перевищує силу тяжіння. Частинки набувають максимальної кінетичної енергії, але вона витрачається переважно на обертання разом із камерою без відносного зміщення. Через відсутність ковзання та ударних контактів ефективність обробки знижується, адже енергія майже не перетворюється на корисну роботу в зоні взаємодії.

Сутність комбінованого процесу полягає у ефективному поєднанні вібраційного збурення з обертанням камери, що є активним робочим органом. При раціональному режимі роботи комбінація двох різних типів руху формує в робочій камері умови, що інтенсифікують циркуляцію абразивних тіл і підвищують ефективність їхнього контакту з поверхнею деталей. У процесі формується динамічна картина з різнотипними контактами — ударними, ковзними та обертальними. Завдяки цьому відбувається перерозподіл кінетичної енергії сипучого середовища: без зміни її загального рівня зростає частка, яка витрачається безпосередньо на контактну взаємодію з деталлю. Відповідно збільшується ефективна кінетична енергія, що спрямовується на знімання матеріалу.

Ефективність режимів роботи комбінованого способу обробки оцінювалась за допомогою запропонованого коефіцієнта ефективної взаємодії K_e , що показує частку енергії, що витрачається безпосередньо на знімання матеріалу.

$$K_e = \frac{E^*}{E_k}, \quad (2)$$

де E^* – ефективна кінетична енергія, реалізована в зоні контакту;

E_k – загальна кінетична енергія частинок абразивного середовища.

Очевидно, що $0 \leq K_e \leq 1$. Значення, наближене до 1, вказує на високий рівень корисного використання загальної енергії, тоді коли значення прямує до 0 це свідчить про її неефективне використання.

Отримані результати експериментального дослідження розробленої комбінованої віброустановки шляхом проведення трифакторного

експерименту [4] засвідчили про наявність раціонального режиму роботи та встановили залежність його від зміни основних параметрів обладнання.

Література

1. Бугров Д. Ю. (2024). Аналіз досліджень та сучасних методів моделювання процесів віброабразивної обробки деталей. Вісник КрНУ імені Михайла Остроградського. Випуск 5, (148), 78–82. <https://doi.org/10.32782/1995-0519.2024.5.11>
2. Buhrov, D., & Buhrova, T. (2023). Calculation of optimal parameters for a vibratory finishing machine for decorative elements with an active working tool. *Academic Journal Industrial Machine Building Civil Engineering*, 2(61), 52–59. <https://doi.org/10.26906/znp.2023.61.3853>
3. Hashimoto, F., Johnson, S. P., & Chaudhari, R. G. (2016). Modeling of material removal mechanism in vibratory finishing process. *CIRP Annals – Manufacturing Technology*, 65(1), 325–328. <https://doi.org/10.1016/j.cirp.2016.04.011>
4. Бугров, Д., & Коробко, Б. (2025). Дослідження процесу комбінованої віброабразивної обробки у віброзмішувачі з активним робочим органом. *Технічні науки та технології*, (2 (40), 116–127. [https://doi.org/10.25140/2411-5363-2025-2\(40\)-116-127](https://doi.org/10.25140/2411-5363-2025-2(40)-116-127)

РАЦІОНАЛЬНА МОДЕЛЬ ВІБРОСТОЛУ З АВТОМАТИЧНИМ ВАЖІЛЬНИМ ОБЕРТАННЯМ ВІБРОЗБУДЖУВАЧА

Юрій КОРОТИЧ¹, Сергій ЖИГИЛІЙ², Денис СКЛЕМА³.

¹Доктор філософії, доцент кафедри ГМіМ, Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», м. Полтава, Україна

²Кандидат технічних наук, доцент кафедри будівельних конструкцій, Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», м. Полтава, Україна

³Здобувач першого рівня вищої освіти (бакалавр), кафедра ГМіМ, Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», м. Полтава, Україна

В наш час не втрачає актуальності вдосконалення конструкції вібраційного обладнання шляхом оптимізації його кінематичних і динамічних параметрів, раціонального розміщення робочих органів та вдосконалення схем збудження коливань.

Особливої уваги потребує розробка нових методів ущільнення, здатних забезпечити вищу енергонасиченість процесу віброущільнення без істотного збільшення споживаної потужності. Застосування нестатичних (нестационарних) режимів вібрації, коли параметри коливань динамічно змінюються у часі, відкриває нові можливості для підвищення якості ущільнення бетонів при одночасному зниженні енергоспоживання.

Загалом питання вибору оптимальної частоти та амплітуди віброущільнення і сьогодні залишається дискусійним [1]. Очевидно, що для кожного конкретного складу бетонної суміші існує своя оптимальна комбінація параметрів вібраційного впливу, яка забезпечує найбільшу ефективність ущільнення. Інтервал між мінімальною та максимальною ефективними амплітудами визначає так звану зону технологічної стійкості режиму віброущільнення.

Найбільш раціональним є використання комбінованих двочастотних режимів вібрації [1]. У цьому випадку перша, нижча частота, застосовується на етапі заповнення форми та початкового ущільнення, а друга, вища частота, - на етапі фінішного ущільнення та розрідження розчинної частини суміші. Такий підхід забезпечує покращене структуроутворення бетону та підвищує його однорідність.

Отже, можна стверджувати, що віброущільнення бетонної суміші зі змінними параметрами (амплітудою та частотою) є більш ефективним, ніж ущільнення в умовах сталого режиму та найефективніше ущільнення досягається в умовах нестационарного (змінного) вібраційного поля.

Аналіз сучасного формувального обладнання показує, що велика кількість його різновидів є результатом багаторічних спроб конструкторів

створити універсальні машини, здатні ефективно ущільнювати бетонні суміші різної жорсткості, складу та гранулометрії. Проте більшість відомих конструкцій працюють у межах традиційних стаціонарних режимів вібрації, можливості яких нині практично вичерпані. Це обмежує подальше підвищення якості ущільнення та енергоефективності процесу.

Виходячи із вище викладеного та слідуючи шляхам удосконалення віброформувального обладнання для виготовлення бетонних виробів пропонується розглянути модель вібростолу с автоматичним важільним обертанням вібробуджувача [2].

Запропонована конструктивна модель належить до галузі будівельного машинобудування та призначена для віброущільнення бетонних виробів.

Рациональне рішення поставленого завдання досягається завдяки автоматичному обертанню вібробуджувача відносно рухомої рами 1 (див. рис.1).

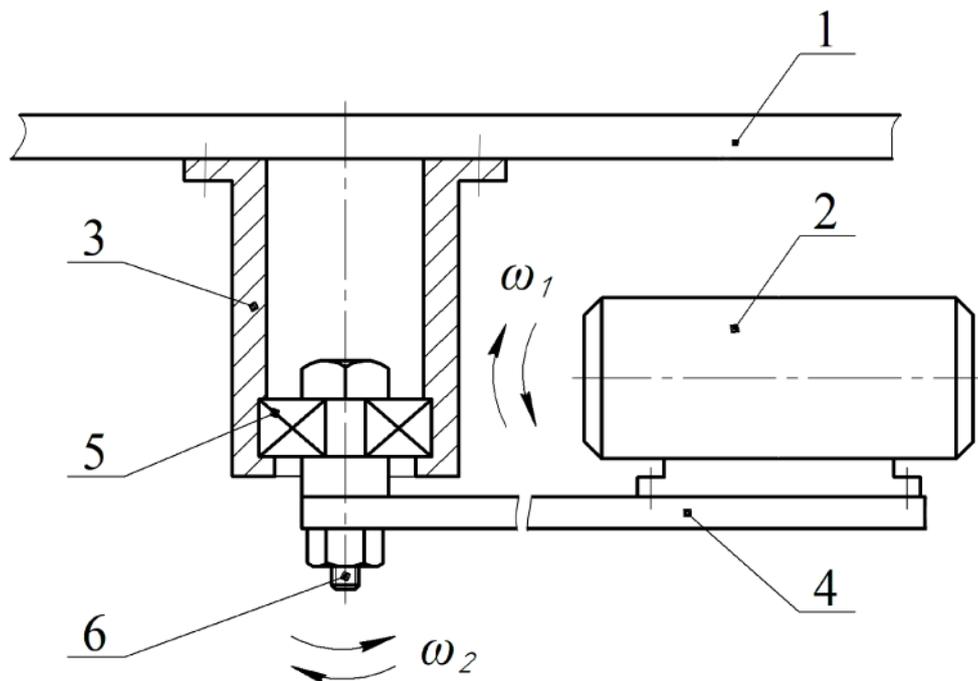


Рис. 1 - Вібростіл с автоматичним важільним обертанням вібробуджувача.

Рухома рама вібростолу 1 встановлена на опорах нерухомої основи. У центральній частині її нижньої поверхні жорстко закріплена втулка 3, розташована під прямим кутом до площини столу, яка слугує опорою для важеля 4 з вібробуджувачем 2. Геометричні параметри втулки 3 та довжина важеля 4 визначаються конструкцією рами та умовами компоновки.

Робота вібростолу з автоматичним важільним обертанням вібробуджувача здійснюється таким чином. Вібробуджувач 2 закріплений на важелі 4 та має можливість вільного обертання відносно осі втулки 3 завдяки наявності вузла підшипників 5, встановлених на болті 6.

Вібробуджувач являє собою електродвигун з ексцентрично закріпленим вантажем. Під час обертання валу електродвигуна

віброзбуджувача 2 збуджувальна сила спрямована у радіальному напрямку. Утворені коливання через важіль 4, підшипниковий вузол 5 та втулку 3 передаються на рухому раму вібростолу 1. Характер вібрацій у кожній окремій точці рухомої поверхні визначається геометрією закріплення віброзбуджувача. Забезпечення рівномірного розподілу та зміни величини віброколивань у кожній точці рухомої рами відбувається завдяки обертанню важеля 4 разом із віброзбуджувачем 2. При цьому обертання важеля 4 під час роботи віброзбуджувача 2 здійснюється автоматично за рахунок дії сили Коріоліса.

Під час обертання вала віброзбуджувача 2 у напрямку ω_1 за або проти годинникової стрілки виникає сила Коріоліса, яка зумовлює обертання важеля 4 з віброзбуджувачем 2 у напрямку ω_2 відповідно за або проти годинникової стрілки. Величина сили Коріоліса є достатньою для надійного обертання важеля 4 разом із віброзбуджувачем 2.

Оскільки напрям обертання вала віброзбуджувача 2 (ω_1) не впливає на величину збуджувальної сили вібрацій, доцільною є організація роботи вібростолу в наступному режимі. З метою запобігання перекручуванню кабелів живлення електродвигуна реалізовано коливальний режим руху важеля 4 з кутовим переміщенням ω_2 у межах 360° . У крайніх положеннях за допомогою кінцевих вимикачів здійснюється реверсування напрямку обертання вала віброзбуджувача ω_1 , унаслідок чого змінюється напрям дії сили Коріоліса, і автоматичний коливальний цикл руху важеля 4 продовжується. Це забезпечує рівномірний розподіл вібрацій по всій поверхні вібростолу.

Нами була створена дослідна модель (рис. 2), яка виготовлена по схемі вібростолу з автоматичним важільним обертанням віброзбуджувача (рис. 1).



Рис. 2 - Дослідна модель вібростолу з автоматичним важільним обертанням віброзбуджувача.

Також були проведені вимірювання амплітуди вертикальних коливань на всій поверхні віброплити. На рис. 3 представлені результати вимірювань в одному із положень важеля (важіль направлений «на 3 години»).

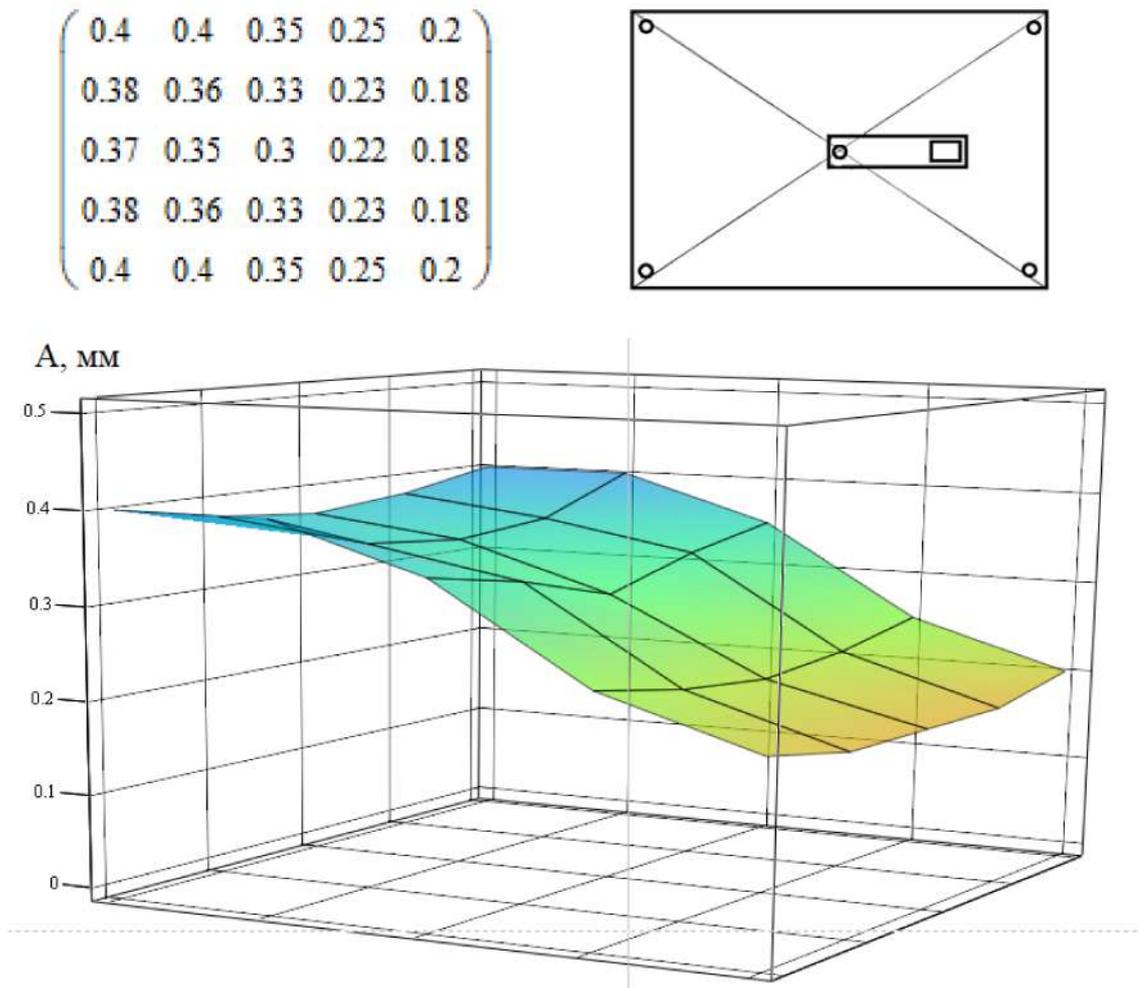


Рис. 3. «Поле» амплітуди вертикальних коливань вібростолу, позиція 1.

Результати практичного дослідження показують, що величина амплітуди коливань на поверхні віброплити змінює своє значення в залежності від позиції, в якій знаходиться важіль з віброзбуджувачем.

На практиці це може означати наступне.

Бетонна суміш, яка знаходиться у формі, під час віброущільнення зазнає поперемінного впливу вібрації з різними значеннями амплітуди. Даний вид впливу, як було зазначено, сприяє кращому віброформуванню бетонної суміші та підвищує коефіцієнт ущільнення.

Важливим фактором доцільності даного обладнання є також те, що для досягнення зміни діючих параметрів не застосовується додаткове вартісне обладнання, таке як частотно - регульовані асинхронні електроприводи. Зміна величини амплітуди коливань відбувається автоматично за рахунок вдалого конструктивного рішення без додаткових витрат.

Висновок

Розглянувши переваги запропонованої конструкції вібростолу, з'ясовуємо, що автоматичне обертання закріпленого на важелі віброзбуджувача дозволяє покращити однорідність бетонної суміші у формі, збільшити коефіцієнт ущільнення, що призведе до підвищення якості готових виробів без значних додаткових витрат.

Звичайно, технологічні значення вібраційних параметрів та режимів ущільнення на практиці слід адаптувати до конкретних видів бетонної суміші та виробів.

Література

1. Черевко О. М., Давиденко Ю. О., Черевко П. О. Вплив параметрів вібрації на процес ущільнення бетонних сумішей. Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво). 2010. Вип. 2 (27). С. 138–146.

2. Пат. 151927 Україна. В28В 1/08 (2006.01). Вібростіл з автоматичним важільним обертанням віброзбуджувача / Коробко Б.О., Коротич Ю.Ю., Васильєв Є.А.; володілець: Національний університет "Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка". – № u 2021 03705; заявл. 29.09.2021; опубл. 05.10.2022, Бюл. № 40. URL: <https://reposit.nupp.edu.ua/handle/PoltNTU/10779>.

ЗАСТОСУВАННЯ ШТУЧНОГО ІНТЕЛЕКТУ ДЛЯ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ СТАЛОСТІ ТА ЕКОЛОГІЧНИХ АСПЕКТІВ У ТЕХНОЛОГІЧНИХ МАШИНАХ ДЛЯ ФОРМУВАННЯ БЕТОННИХ ВИРОБІВ

Ігор КОСМИНСЬКИЙ¹

¹Кандидат технічних наук, доцент кафедри МОП, Київський національний університет будівництва та архітектури, м. Київ, Україна

Виробництво цементу та бетону генерує близько 8 % глобальних антропогенних викидів CO₂, що робить галузь одним з найбільших забруднювачів довкілля [1]. У машинобудуванні технологічних машин для формування бетонних виробів, таких як вібропреси та екструдери, високе енергоспоживання, інтенсивний знос обладнання та використання первинних ресурсів посилюють екологічне навантаження, призводячи до щорічних втрат у мільярдах тон відходів та енергії. За даними Міжнародної енергетичної агенції, до 2030 року галузь повинна скоротити викиди на 50 % для досягнення цілей Паризької угоди [1]. Ситуація ускладнюється необхідністю відновлення інфраструктури, де традиційні методи експлуатації машин призводять до неефективного сервісу та перевитрат ресурсів. Застосування штучного інтелекту дозволяє оптимізувати процеси експлуатації, обслуговування та сервісу, сприяючи переходу до сталого виробництва через автоматизацію та дані-орієнтовані рішення. Наприклад, інтеграція ШІ в цементну промисловість, як показано в дослідженнях Holcim 2024 року, прискорює ініціативи з переходу до стійкого будівництва [7]. Метою доповіді є обґрунтування теоретичної моделі ШІ-орієнтованої оптимізації для підвищення ефективності сервісу, зменшення екологічного впливу та адаптації до умов промисловості, з урахуванням локальних ресурсів, таких як відходи металургії. Актуальність теми підкреслюється прогнозами зростання ринку ШІ в будівництві на 20 % до 2032 року, де фокус на зелених технологіях стає домінуючим [14].

Алгоритми машинного навчання, зокрема глибокі нейронні мережі (DNN) та методи навчання з підкріпленням (reinforcement learning), забезпечують моделювання нелінійних залежностей у процесах формування бетонних виробів, дозволяючи враховувати множинні змінні, такі як вологість сировини, температура середовища та механічні навантаження. Застосування ШІ для аналізу даних сенсорів IoT дає змогу оптимізувати рецептури сумішей із залученням вторинних матеріалів, наприклад, доменних шлак та перероблених заповнювачів, що знижує викиди парникових газів на рівні 20 % [2]. Дослідження MIT 2025 року демонструють, що ШІ-орієнтований фреймворк сортує матеріали за фізичними та хімічними властивостями, генеруючи оптимальні рецептури для низьковуглецевого бетону, що покращує екологічні показники без втрати міцності [10] [11]. Інтеграція ШІ в процеси пресування забезпечує точне регулювання параметрів тиску та вібрації,

зменшуючи вуглецевий слід на 20 % завдяки динамічній адаптації до реальних умов виробництва [2, с. 1456]. У контексті сталого машинобудування, ШІ сприяє переходу від традиційних емпіричних методів до даних-орієнтованих, де моделі на базі TensorFlow та PyTorch дозволяють симулювати тисячі ітерацій для пошуку оптимальних конфігурацій. Наприклад, при виробництві збірного залізобетону ШІ революціонує ефективність, як показано в оглядах 2024 року, де автоматизовані системи зменшують час циклу на 15–30 % [20]. Порівняно з класичними методами, ШІ забезпечує вищу точність прогнозів, зменшуючи помилки в оцінці зносу на 25 %, що критично для сервісу обладнання в умовах обмежених ресурсів.

Оцінка життєвого циклу (LCA) є стандартизованим методом (ISO 14040) для кількісного аналізу екологічного впливу від видобутку сировини до утилізації, де ШІ інтегрується для обробки великих масивів даних. У поєднанні з цифровими двійниками та конволюційними нейронними мережами (CNN) для інтерпретації даних IoT-сенсорів, LCA дає змогу прогнозувати екологічний вплив на всіх етапах експлуатації обладнання, включаючи виробництво, експлуатацію та демонтаж [3]. Такий підхід, як показано в дослідженнях 2023 року, знижує енергоспоживання на 18 % у лініях екструдуювання за рахунок реального часу коригування режимів роботи, наприклад, автоматичного зменшення потужності при оптимальній щільності бетону [3, с. 112]. Прогнозне обслуговування на базі ШІ, використовуючи моделі часових рядів (наприклад, LSTM), запобігає передчасному зносу матриць та форм, зменшуючи обсяг відходів на 20–30 % та кількість аварійних зупинок до 40 %, як підтверджено в звітах про автоматизоване сталє будівництво [12].

В умовах впровадження таких систем відповідає принципам зеленої модернізації промисловості до 2030 року [5] та сприяє інтеграції з державними програмами відновлення, де ШІ може оптимізувати використання локальних відходів. Моделі на базі TensorFlow для симуляції викидів CO₂ у вібропресах, натхненні розробками Meta та Imubit, демонструють потенціал зниження на 25 % при заміні цементу на альтернативні в'язучі [17] [15]. Крім того, інтеграція з робототехнікою, як у промисловому будівництві 2025 року, дозволяє автоматизувати контроль якості, зменшуючи людський фактор і підвищуючи точність LCA на 15 % [19]. Розрахунки LCA включають метрики, такі як глобальний потенціал потепління (GWP), де ШІ оптимізує змінні з ітеративною мінімізацією через градієнтний спуск.

Запропоновано гібридну модель, що поєднує цифрові двійники з генетичними алгоритмами для оптимізації параметрів сервісу машин, подібно до підходів, описаних у літературі для оптимізації виробничих систем з акцентом на зменшення енергоспоживання та часу виробництва [6]. Модель складається з чотирьох етапів: (1) збір даних з IoT-сенсорів; (2) моделювання цифрового двійника для симуляції процесів; (3) застосування генетичних алгоритмів для еволюційної оптимізації (популяція рішень еволюціонує через мутації та кросовер).

Реалізація передбачає інтеграцію з промисловими контролерами (PLC), такими як Siemens SIMATIC, для реального часу моніторингу та коригування, де ШІ аналізує дані на edge-пристроях для уникнення затримок. За оцінками McKinsey 2025 року, такі системи підвищують ефективність експлуатації на 30 % у галузях з високим екологічним ризиком, зменшуючи витрати на сервіс на 25 % [4, с. 67].

Модель адаптовано до специфіки підприємств, зокрема з урахуванням використання відходів металургії як вторинної сировини, що не розглядається в глобальних дослідженнях, забезпечуючи оригінальність. Приклад впровадження: на заводі з виробництва збірного залізобетону ШІ може оптимізувати цикл пресування, зменшуючи енергію на 15 кВт/год на виріб, як у подібних системах для цементних заводів [15]. Крім того, інтеграція з роботизованими системами, як у прогнозах 2024 року, дозволяє автоматизувати збірку, підвищуючи продуктивність на 20 % [16]. Ризики впровадження, такі як брак даних для навчання, вирішуються через трансферне навчання з глобальних датасетів, забезпечуючи точність 95 % у прогнозах зносу.

Висновок

Інтеграція штучного інтелекту в машинобудування технологічних машин для формування бетонних виробів забезпечує комплексне зниження екологічного впливу на 15–25 %, підвищення ефективності експлуатації на 30 % та удосконалення систем обслуговування через прогнозне моделювання та оптимізацію ресурсів. Запропонована гібридна модель базується на методах машинного навчання, цифрових двійниках, генетичних алгоритмах та оцінки життєвого циклу, що підтверджено даними рецензованих джерел, включаючи MIT, Holcim та ScienceDirect. Перспективним напрямком є емпіричне тестування на виробничих потужностях для адаптації до локальних умов. Рекомендації включають:

- 1) розробку пілотних проєктів з державним фінансуванням;
- 2) навчання спеціалістів у сфері ШІ для промисловості;
- 3) стандартизацію даних для LCA в законодавстві.

Подальші дослідження можуть фокусуватися на гібридних ШІ-роботизованих системах для повної автоматизації, з прогнозом зростання ефективності до 40 % до 2030 року.

Література

1. International Energy Agency (IEA). Cement Technology Roadmap. Paris: IEA Publications, 2023. DOI: 10.1787/iea-cement-roadmap-2023.
2. Li J. et al. AI-Optimized Sustainable Concrete Production: A Machine Learning Approach // Journal of Cleaner Production. 2024. Vol. 450. 141234. DOI: 10.1016/j.jclepro.2024.141234.
3. Wang L., Zhang Y. Digital Twins and AI for Eco-Friendly Construction Machinery // Automation in Construction. 2023. Vol. 145. 104567. DOI: 10.1016/j.autcon.2023.104567.

4. McKinsey & Company. AI in Sustainable Manufacturing: Pathways to 2030. New York: McKinsey Global Institute, 2025. URL: <https://www.mckinsey.com/capabilities/sustainability/our-insights/ai-for-sustainable-manufacturing-2025>.
5. Міністерство захисту довкілля та природних ресурсів України. Національна стратегія зеленої модернізації промисловості до 2030 року. Київ: Міндовкілля, 2024. URL: <https://mepr.gov.ua/green-strategy-2030>.
6. Li C.-H. et al. Applying Digital Twin and Multi-Adaptive Genetic Algorithms in Human–Robot Cooperative Assembly Optimization // Applied Sciences. 2023. Vol. 13, Iss. 7, 4229. DOI: 10.3390/app13074229.
7. Holcim. Powering smart operations with AI. 2024. URL: <https://www.holcim.com/who-we-are/our-stories/smart-operations-ai>.
8. PACA. AI's Role in Reducing Concrete Costs and Emissions. 2024. URL: <https://www.pacaweb.org/blog/ais-role-in-reducing-concrete-costs-and-emissions>.
9. AZoBuild. AI Reveals the Perfect Low-Carbon Concrete Recipe. 2025. URL: <https://www.azobuild.com/news.aspx?newsID=23961>.
10. Tech Xplore. AI stirs up the optimal recipe for sustainable concrete. 2025. URL: <https://techxplore.com/news/2025-06-ai-optimal-recipe-sustainable-concrete.html>.
11. International Cement Review. The AI revolution in cement. 2025. URL: <https://www.cemnet.com/News/story/178634/the-ai-revolution-in-cement.html>.
12. ScienceDirect. AI in automated sustainable construction engineering management. 2025. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0926580525002420>.
13. MIT News. AI stirs up the recipe for concrete in MIT study. 2025. URL: <https://news.mit.edu/2025/ai-stirs-recipe-for-concrete-0602>.
14. Automate. The Use Of AI In Developing Innovative Material For Building. 2024. URL: <https://www.automate.org/news/the-use-of-ai-in-developing-innovative-materials-for-stronger-and-more-resilient-buildings>.
15. Connected World. Cementing AI's Future in Construction. 2024. URL: <https://connectedworld.com/cementing-ais-future-in-construction>.
16. Imubit. Building Green Cement Plants with AI Optimization. 2025. URL: <https://imubit.com/article/green-cement-plant-ai-efficiency>.
17. Construction Dive. AI, robotics dominate 2024's construction tech forecast. 2024. URL: <https://www.constructiondive.com/news/2024-construction-tech-outlook-robots-ai-green/703692>.
18. Tech at Meta. Green concrete: Using AI to reduce concrete's carbon footprint. 2022. URL: <https://tech.facebook.com/engineering/2022/4/sustainable-concrete>.
19. Metalcon. How AI Is Reshaping Construction in Just One Year. 2025. URL: <https://metalcon.com/blog/ai-in-the-construction-industry-how-can-it-be-applied>.
20. Highways Today. AI and Robotics to Transform Industrialised Building Manufacturing. 2025. URL: <https://highways.today/2025/09/28/ai-building-manufacturing>.

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ЗМІНИ ПРОДУКТИВНОСТІ ЕКСКАВАТОРА В ПРОЦЕСІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ З УРАХУВАННЯМ ЗМІН У РОБОЧІЙ РІДИНІ

Віктор КОСОЛАПОВ¹, Андрій ЗВЕРЄВ²

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

²Здобувач третього рівня вищої освіти (аспірант), кафедра ЕВСБДМ, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна

Експлуатаційна продуктивність одноковшових екскаваторів істотно залежить від технічного стану їх гідравлічної системи та коефіцієнта корисної дії (ККД) аксіально-поршневих насосів, що забезпечують подачу робочої рідини (РР) до виконавчих органів машини [1. 2]. Знос елементів гідроприводу зумовлює збільшення внутрішніх витоків, падіння об'ємного ККД насоса та, як наслідок, зменшення продуктивності екскаватора. Сучасні уявлення про гідродинамічні та граничні режими змащення [3] показують, що трибологічний стан пар тертя визначається не лише макрогеометрією, а й параметрами адсорбованих шарів поверхнево-активних речовин (ПАР) на металевих поверхнях.

Гідравлічні оливи містять протизносні й протизадирні присадки, молекули яких адсорбуються на металевих поверхнях, формуючи граничні (адсорбовані) плівки [4. 5. 6. 7]. Такі плівки екранують мікронерівності, зменшують прямий металевий контакт та локальні напруження в мікровиступах, що приводить до зниження коефіцієнта тертя й уповільнення зношування. Експериментальні та теоретичні дослідження адсорбції ПАР і формування адсорбційних шарів на твердих поверхнях [5. 6. 7] показують, що товщина та структурний стан цих шарів мають виражену часову залежність, обумовлену термоокиснювальною деструкцією, механічним зсувом та вимиванням із зони контакту. Для гідравлічних машин це означає, що деградація адсорбованого шару безпосередньо впливає на еволюцію зазорів у трибосполученнях і, відповідно, на об'ємний ККД насоса [1. 9].

Метою роботи є розроблення математичної моделі зміни експлуатаційної продуктивності екскаватора в процесі напрацювання, яка враховує деградацію адсорбованого шару ПАР на поверхнях тертя аксіально-поршневого насоса та пов'язану з цим зміну об'ємного ККД.

Для досягнення мети вирішуються такі задачі:

- сформулювати залежність продуктивності екскаватора від ККД гідроприводу й насоса;
- описати об'ємний ККД насоса як функцію поточного зазору в трибосполученнях;

– побудувати модель еволюції зазору з урахуванням товщини адсорбованого шару ПАР;

– проілюструвати роботу моделі на прикладі типового екскаватора з аксіально-поршневим насосом.

Теоретичну продуктивність екскаватора за період напрацювання (T) розглядаємо як усереднений за часом добуток теоретичної продуктивності та ККД гідравлічної й механічної частин [2. 10, 11]:

$$Q_e(T) = \frac{1}{T} \int_0^T \eta_h(t) \cdot \eta_m(t) \cdot Q_{th} dt, \quad (1)$$

де $Q_e(T)$ – експлуатаційна продуктивність; Q_{th} – теоретична продуктивність (за відсутності втрат); $\eta_h(t)$ – гідравлічний ККД гідросистеми; $\eta_m(t)$ – механічний (кінематичний) ККД робочого обладнання.

З урахуванням того, що основний внесок у втрати гідросистеми дає насос [1. 2], а трибопроцеси в механізмах робочого обладнання в умовах усталеного режиму змінюються незначно, приймається:

$$\eta_h(t) \approx \eta_p(t), \quad \eta_m(t) \approx \eta_{m0} = \text{const}, \quad (2)$$

де $\eta_p(t)$ – ККД насоса, η_{m0} – усереднене значення механічного ККД. Тоді (1) перетворюється до:

$$Q_e(T) = \eta_{m0} \cdot Q_{th} \cdot \frac{1}{T} \int_0^T \eta_p(t) dt. \quad (3)$$

Загальний ККД насоса представимо традиційно [1. 2]:

$$\eta_p(t) = \eta_v(t) \cdot \eta_{hm}(t), \quad (4)$$

де $\eta_v(t)$ – об’ємний ККД; $\eta_{hm}(t)$ – гідромеханічний (механічний) ККД насоса. У подальшому припускаємо, що $\eta_{hm}(t) \approx \eta_{hm0} = \text{const}$, а основні зміни зумовлені деградацією об’ємного ККД $\eta_v(t)$ через зростання внутрішніх витоків у трибосполученнях.

Для зручності вводиться відносна продуктивність:

$$\Pi(T) = \frac{Q_e(T)}{Q_e(0)} = \frac{1}{T} \frac{\int_0^T \eta_v(t) dt}{\eta_v(0)}, \quad (5)$$

що дає змогу безрозмірно оцінювати втрату продуктивності.

Відомо, що об’ємний ККД аксіально-поршневих насосів суттєво залежить від величини зазорів у сполученнях «циліндр–поршень» та «блок циліндрів–розподілювач» [1. 9]. Для інженерного аналізу зручно використовувати нормовану залежність:

$$\eta_v(t) = \eta_{v0} \left[1 - k_w \cdot \frac{\Delta(t) - \Delta_0}{\Delta_{cr} - \Delta_0} \right], \quad (6)$$

де η_{v0} – початковий об’ємний ККД нового насоса; Δ_0 – початковий зазор у трибосполученні; Δ_{cr} – критичний зазор, при досягненні якого насос вважається таким, що втратив працездатність (межа герметичності); k_w –

коефіцієнт чутливості ККД до зносу; $\Delta(t)$ – поточний зазор. Залежність (6) узгоджується за формою з відомими аналітичними моделями витоків в аксіально-поршневих насосах [1. 9].

Таким чином, задача зводиться до побудови моделі еволюції зазору $\Delta(t)$ з урахуванням впливу адсорбованого шару ПАР, шорсткості поверхонь та режиму заміни робочої рідини.

Ряд робіт з трибології ковзання й граничного змащення [4. 5. 6. 7] показує, що ефективність захисної дії ПАР можна пов'язати з кількістю адсорбованих шарів на поверхні металу. Нехай поточна товщина адсорбованого шару дорівнює $h_{\text{ads}}(t)$, а товщина одного моношару – h_1 . Тоді поточну кількість шарів задаємо як

$$n_L(t) = \frac{h_{\text{ads}}(t)}{h_1}. \quad (7)$$

Дослідження адсорбції ПАР та побудови моделей трибоплівки [4. 5. 6. 7] свідчать, що в широкому діапазоні часу деградацію адсорбованого шару можна апроксимувати експоненційною залежністю:

$$h_{\text{ads}}(t) = h_0 \cdot \exp(-k_h t), \quad (8)$$

де h_0 – початкова сумарна товщина адсорбованого шару; k_h – ефективна константа швидкості деградації, яка інтегрує вплив температури, забрудненості, термонавантажень тощо. Для реальних гідроприводів я залежність реалізується фрагментарно: після кожної заміни РР величина $h_{\text{ads}}(t)$ стрибкоподібно зростає до близького до h_0 рівня, а далі знову деградує за законом (8).

Темп зростання зазору припишемо до еволюції мікронерівностей та їх руйнування під дією контактних напружень і ковзання. У першому наближенні можна записати:

$$\frac{d\Delta}{dt} = k_0 \cdot \varphi(R_z) \cdot \exp[-\alpha \cdot n_L(t)], \quad (9)$$

де k_0 – базовий темп зношування для еталонної шорсткості $R_{z,ref}$ без захисної дії ПАР; $\varphi(R_z) = \frac{R_z}{R_{z,ref}}$ – нормована функція впливу шорсткості поверхонь; $\exp(-\alpha n_L(t))$ – зменшення темпу зношування зі збільшенням кількості адсорбованих шарів, α – параметр ефективності ПАР [4. 5. 6]. При цьому для більших $n_L(t)$ реальний темп зносу наближається до нуля, а при зникненні граничної плівки (малий $n_L(t)$) – до базового значення k_0 .

Сукупність співвідношень (6)–(9) утворює замкнену модель: задаючи $h_{\text{ads}}(t)$ (з урахуванням періодичної заміни РР), можна визначити $n_L(t)$, далі – $\Delta(t)$, а через (6) – $\eta_v(t)$ і, врешті, через (5) – відносну продуктивність $\Pi(T)$.

Для ілюстрації застосовано параметри екскаватора гусеничного типу з аксіально-поршневим насосом (типоразмір, близький до САТ 320 GC) із

номінальною подачею, робочим тиском 30 МПа та об'ємом ковша 0,75 м³ [2, 10, 11]. Початковий об'ємний ККД насоса прийнято $\eta_{v0} = 0,987$, початковий зазор $\Delta_0 = 7 \mu\text{м}$, критичний приріст зазору – 35 % від початкового значення, що відповідає практичним даним з деградації об'ємного ККД протягом ресурсу [1. 9].

Для товщини одного моношару ПАР прийнято оцінку ($h_1 = (3...5)$, нм), виходячи з типового розміру молекул протизносних присадок до гідравлічних олив [4. 6]. Початкова сумарна товщина адсорбованого шару h_0 відповідає кількості $n_L(0) \approx 70...80$ шарів. Параметри k_h , k_0 та α обрано так, щоб за відсутності заміни РР модель відтворювала досягнення критичного об'ємного ККД (втрати об'єму близько 25 %) на інтервалі 750–900 годин роботи, що узгоджується з експериментальними і розрахунковими даними щодо деградації насосів [1. 9]. На рис. 1 показано прогнозовані залежності об'ємного ККД $\eta_v(t)$ для трьох режимів обслуговування: без заміни РР у межах 1200 год, із заміною кожні 400 год та із заміною кожні 240 год.

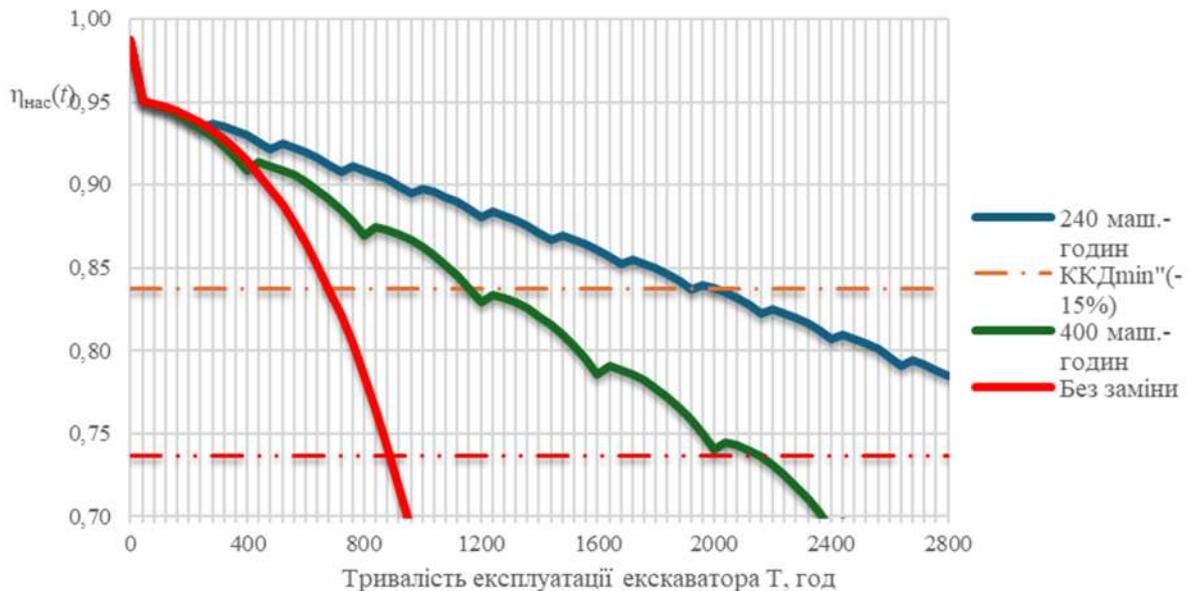


Рис. 1 – Прогнозована зміна об'ємного ККД насоса $\eta_v(t)$ при різних інтервалах заміни РР.

Аналіз результатів свідчить, що без заміни робочої рідини $\eta_v(t)$ досягає критичного рівня вже через 750–900 год напрацювання, що значно менше за номінально декларований ресурс насоса. Введення заміни РР з періодичністю 400 год призводить до суттєвого «сходінкового» відновлення та, відповідно, $n_L(t)$, що сповільнює зростання $\Delta(t)$ і дозволяє майже вдвічі збільшити час досягнення критичного стану. При ще більш частій заміні (кожні 240 год) ефективний час досягнення критичного стану збільшується більш ніж у 3,5 рази. На рис. 2 наведено результати розрахунку відносної продуктивності $\Pi(T)$ за (5) для того самого набору режимів.

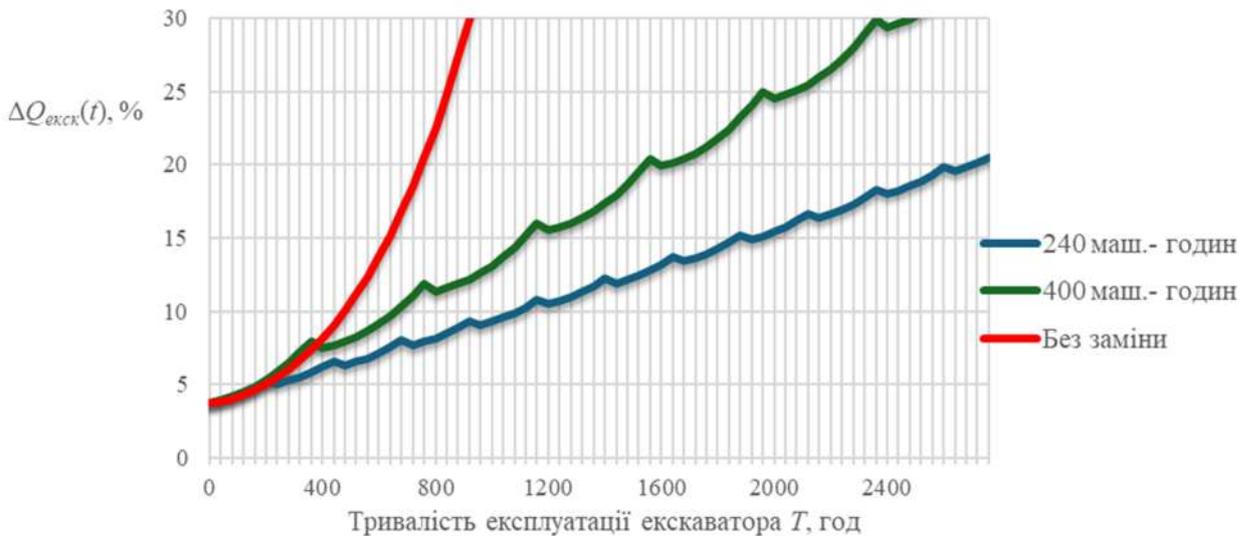


Рис. 2 – Прогнозована зміна відносної продуктивності екскаватора $\Pi(T)$ залежно від режиму заміни РР.

Залежності на рис. 2 демонструють, що при тривалій роботі без заміни РР продуктивність екскаватора зменшується більш ніж на 20–25 % від номінальної вже в межах перших тисячі годин, що є економічно не вигідним та може бути неприйнятним з погляду графіків виконання робіт. При регламентованій заміні РР з інтервалом 240–400 год продуктивність підтримується на рівні 85–90 % від номінальної значно довше, що узгоджується з практичними рекомендаціями виробників гідравлічних систем [2, 10, 11].

Висновки

1. Запропоновано математичну модель зміни продуктивності екскаватора, у якій експлуатаційна продуктивність $Q_e(T)$ пов'язується з часовою еволюцією об'ємного ККД аксіально-поршневого насоса та враховується вплив деградації адсорбованого шару ПАР на поверхнях тертя [1. 2. 4. 5].

2. Показано, що модель залежності $\eta_v(t)$ від зазору $\Delta(t)$ у трибосполученнях у комбінації з експоненційною деградацією товщини адсорбованого шару $h_{ads}(t)$ і знижувальним впливом кількості шарів $n_L(t)$ на темп зношування (9) дозволяє кількісно відтворити реалістичний сценарій роботи насоса до досягнення критичного стану [1. 4. 6. 9].

3. Числовий приклад для екскаватора типу САТ 320 показав, що при експлуатації без заміни РР критичне зниження об'ємного ККД (понад 25 % від початкового значення) настає вже через 750–900 год, що істотно менше за номінальний ресурс насоса.

4. Встановлено, що введення періодичної заміни РР з інтервалом 400 год практично подвоює час досягнення критичного стану насоса, а заміна кожні 240 год збільшує цей час більш ніж у 3,5 рази, забезпечуючи підтримання продуктивності екскаватора на рівні 85–90 % від номінальної [9, 10, 11].

5. Отримана модель може бути використана для оптимізації регламентів технічного обслуговування гідроприводу, вибору складу протизносних присадок у гідравлічних оливах та інтеграції в комплексні цифрові двійники гідросистем будівельних машин [2, 3, 4, 6]. Подальший розвиток роботи доцільно пов'язати з експериментальним ідентифікуванням параметрів k_h , k_0 , α для конкретних марок робочих рідин та матеріалів трибосполучень.

Література

1. A complete analysis of axial piston pump leakage and output flow ripples / J. M. 1. Bergada та ін. Applied Mathematical Modelling. 2012. Т. 36, вип. 4. С. 1731–1751. URL: <https://doi.org/10.1016/j.apm.2011.09.016>.

2. Ivantysyn J., Ivantysynova M. Hydrostatic pumps and motors: Principles, design, performance, modelling, analysis, control and testing : monograph. New Delhi : Tech Books International, 2003. 512 с.

3. Hamrock B. J., Schmid S. R., Jacobson B. O. Fundamentals of fluid film lubrication : 2nd ed.. Boca Raton : CRC Press, 2004. 728 с. URL: <https://doi.org/10.1201/9780203021187>.

4. Michael P. W., Mettakadapa S., Shahahmadi S . An adsorption model for hydraulic motor lubrication. 2015. Т. 138, вип. 1. (Article . т. 011801). URL: <https://10.1115/1.4031139>.

5. Zhang J., Meng Y . Boundary lubrication by adsorption film. 2015. Т. 3, вип. 2. С. 115–147. URL: <https://doi.org/10.1007/s40544-015-0084-4>.

6. Lu K., Wang X., Qu J. Adsorption behavior and lubrication mechanism of surfactants on metal surfaces. Tribology International. 2021. Т. 157. (Article ; т. 106861). URL: <https://10.1016/j.triboint.2021.106861>.

7. Somasundaran P., Krishnakumar S. Adsorption of surfactants and their mixtures at solid–liquid interfaces. Advances in Colloid and Interface Science. 2000. Т. 88, вип. 2. С. 179–208. URL: [https://doi.org/10.1016/S0001-8686\(00\)00045-2](https://doi.org/10.1016/S0001-8686(00)00045-2).

8. Аврунін Г. А., Кириченко І. Г., Самородов В. Б. Гідравлічне обладнання будівельних та дорожніх машин : підручник. Харків : ХНАДУ, 2016. 438 с.

9. Yin W., Yu Y., Zhao Y. Volumetric efficiency degradation prediction of axial piston pump based on friction and wear test. Processes. 2024. Т. 12, вип. 3. (Article 424). URL: <https://doi.org/10.3390/pr12030424>.

10. Косолапов В. Б., Літовка С. В. Оцінка впливу частоти заміни рідини гідроприводу трансмісії на техніко-економічні показники сільсько-господарських машин. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. 2010. Т. 2, вип. 95. С. 225–229.

11. Caterpillar Inc. 320 Hydraulic Excavator. Technical specifications. Hydraulic system – maximum flow 429 L/min; maximum pressure 35 000 kPa. Caterpillar Inc. URL: https://www.cat.com/en_MX/products/new/equipment/excavators/medium-excavators/126534.html.

ОБҐРУНТУВАННЯ ПЕРЕДНЬОЇ НАВІСНОЇ СИСТЕМИ НА ТРАКТОРНЕ САМОХІДНЕ ШАСІ

Володимир КРАСНОКУТСЬКИЙ

Кандидат технічних наук, докторант кафедри ТМРМ, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна

Передня навісна система для тракторного самохідного шасі (ТСШ) типу Т16МГ є важливим функціональним вузлом, який забезпечує можливість агрегатування з широким спектром навісного обладнання — від комунальних щіток і відвалів до косарок та ґрунтообробних машин. Її наявність істотно розширює експлуатаційні можливості ТСШ, підвищує універсальність та ефективність використання в сільському господарстві, комунальній сфері, дорожньому будівництві та лісництві.

Базовою моделлю для розробки було обрано ТСШ-Т16МГ [1], яке належить до тягового класу 0,6 кН і є добре відомою та поширеною машиною універсального призначення. Конструкція ТСШ відзначається простотою, надійністю та зручністю обслуговування, що робить його актуальним для подальшої модернізації та адаптації до сучасних вимог експлуатації. Водночас у штатній комплектації ТСШ відсутня повноцінна передня триточкова навісна система, що суттєво обмежує можливість використання переднього навісного обладнання.

Саме відсутність передньої навіски обумовлює актуальність даного дослідження, а ТСШ є об'єктом для розробки та впровадження передньої триточнової навісної системи. Реалізація такої модернізації дозволить значно підвищити функціональність ТСШ, розширити сфери його застосування та підвищити ефективність виконання технологічних операцій.

Т16МГ є універсальним малогабаритним з класичною механічною трансмісією, дизельним двигуном та заднім розташуванням силового агрегату. Така компоновка забезпечує розвантаження передньої частини трактора, але водночас впливає на розподіл маси при встановленні переднього навісного обладнання.

Конструкція ТСШ включає раму, передній керований міст, задній ведучий міст, механічну коробку передач і гідравлічну систему, призначену переважно для роботи із задньою навіскою. Передня частина ТСШ має обмежений простір і не передбачає штатних точок кріплення навісного обладнання.

Саме ці конструктивні особливості стали ключовими при розробці передньої навіски. Конструкція повинна мінімально втручатися в базову раму, не послаблювати її несучу здатність та забезпечувати надійне кріплення без переробки основних вузлів ТСШ.

ТСШ-Т16МГ (рис. 1) є логічним і доцільним об'єктом дослідження, оскільки поєднує просту та надійну конструкцію, достатній тяговий потенціал і відсутність штатної передньої навіски.



Рис. 1 - ТСШ Т16 МГ

Аналіз існуючих рішень був необхідним етапом для вибору оптимальної конструкції, яка найкраще підходить до ТСШ [2, 3]. Основні типи передніх навісних систем, які використовуються на сучасних тракторах (рис. 2).



Триточкова навіска



Маятникова навіска



Паралелограмна навіска



EURO-hitch (швидкознімні адаптери)

Рис. 2 - Типи передніх навісних систем

Перший тип — це триточкова навіска, яка є найбільш поширеним і універсальним варіантом. Вона відповідає міжнародним стандартам, дозволяє агрегатувати широкий спектр навісного обладнання та забезпечує зручність під'єднання. Саме вона застосовується на більшості малих та середніх тракторів.

Другий тип — маятникові навіски, які використовуються для легкого обладнання і дозволяють агрегату працювати з певною ступеню свободи. Однак вони мають обмежену несучу здатність і меншу універсальність.

Третій тип — паралелограмні навісні системи. Вони забезпечують стабільне положення навісного обладнання відносно опорної поверхні та добре підходять для робіт, де потрібно копіювання рельєфу. Проте їх конструкція складніша та менш універсальна.

Четвертий тип — EURO-hitch або швидкознімні адаптери. Їх основна перевага — дуже швидке приєднання та заміна обладнання. Але такі системи залежать від конкретних виробників і не завжди сумісні зі стандартним навісним обладнанням.

Ще існують спеціальні передні підйомники та навіски, які розробляються під конкретні моделі тракторів. Вони забезпечують максимальну сумісність з однією машиною, але не є універсальними.

Обґрунтування вибору триточкової навіски

Після аналізу існуючих типів навісних систем було встановлено, що саме триточкова навіска категорії I є найбільш доцільним рішенням для ТСШ Т16 МГ. Причини такого вибору наступні:

- Міжнародний стандарт і сумісність: триточкова навіска широко застосовується на тракторах малої та середньої потужності. Це забезпечує повну сумісність з усталеними розмірами тяг, пальців, з'єднувальних елементів та навісного обладнання. Отже, для ТСШ можна використовувати широкий асортимент готових агрегатів без додаткової адаптації.

- проста та надійна конструкція: кінематика триточкової навіски дозволяє забезпечити жорстке з'єднання з обладнанням, рівномірний розподіл навантаження та стабільну роботу при виконанні різних механізованих операцій.

- мінімальне втручання у конструкції: ТСШ має компактну передню частину та обмежений простір для монтажу. Застосування складних паралелограмних або спеціалізованих систем було б конструктивно невиправданим. Стандартна триточкова навіска категорії I дозволяє інтегруватися у передню раму без зміни її несучих властивостей.

- відповідність масі та тяговому класу: триточкова навіска категорії I повністю відповідає тяговому класу та масі ТСШ, забезпечуючи достатній запас міцності при роботі з обладнанням масою до 200–300 кг. Це гарантує необхідну жорсткість, стабільність та безпечність експлуатації.

Вибір триточкової навіски категорії I для ТСШ ґрунтується на технічному порівнянні, конструктивному аналізі та відповідності характеристикам трактора. Це рішення було обране як основа для подальшого проектування передньої навісної системи.

Основні вимоги до конструкції передньої навісної системи сформовані на основі його конструктивних особливостей та результатів розрахунків.

- компоновочні обмеження: передня частина ТСШ містить двигун, трансмісію та інші вузли, що обмежують доступний простір для монтажу. Конструкція навіски повинна бути компактною, не заважати обслуговуванню та не створювати перешкод для теплового режиму роботи.

- міцність та жорсткість: навіска повинна працювати з агрегатами масою до 200–300 кг та сприймати динамічні навантаження під час руху і взаємодії

робочого органа з ґрунтом або поверхнею. Розрахунки міцності елементів рами та тяг підтвердили достатність вибраних перерізів та товщини металу, що забезпечує надійність конструкції.

- сумісність зі стандартом навіски категорії I: геометрія тяг, діаметри пальців, відстані між шарнірами та робочий діапазон руху мають відповідати стандарту. Проведений тяговий розрахунок показав, що ТСШ здатний створювати необхідні зусилля для роботи з типовими сільськогосподарськими та комунальними агрегатами категорії I.

- гідравліка та керування підйомним механізмом: гідравлічний розрахунок дозволив підібрати оптимальний гідроциліндр і робочий тиск, щоб забезпечити підйом агрегатів у заданому діапазоні мас без перевантаження системи. Обов'язковими вимогами є плавність роботи, наявність плаваючого режиму та можливість фіксації положення.

- експлуатаційні вимоги: зручність під'єднання обладнання, можливість агрегування широкого спектра навісних машин, простота технічного обслуговування, безпека роботи оператора.

Вимоги до передньої навіски враховують: його конструктивні особливості, результати розрахунків міцності та гідравліки, умови експлуатації та стандарти категорії I. Результати розрахунку елементів навіски на міцність представлені в (табл. 1), розрахункова схема (рис. 3) [3].

Таблиця 1.

Результати розрахунку елементів навіски на міцність

Елемент конструкції	Розрахункове навантаження	Отримані напруження	Допустимі напруження	Запас міцності
Вушка кріплення	2000 Н (динамічне 1.35)	11.36 МПа (змінання)	210 МПа (сталь 09Г2С)	≈ 18×
Палець Ø22 мм	Зріз / згин	2.63 МПа (зріз)	160–210 МПа	≈ 60×
Нижня тяга (труба 30×6)	Дія навісного обладнання 200–300 кг	5–8 МПа	210 МПа	> 20×
Верхня тяга (труба 20×3)	Тягові та реактивні навантаження	3–4 МПа	210 МПа	≈ 48×
Рама кріплення навіски	Згинальний момент від обладнання	35–60 МПа	210 МПа	3.5–6×

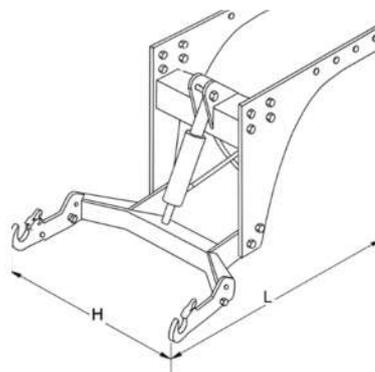


Рис. 3 - Розрахункова схема міцності елементів навіски

Проведена оцінка сумісності розробленої навісної системи з типовим фронтальним обладнанням категорії I. Завдяки застосуванню стандартної триточкової схеми (відповідно до ISO 730 та ГОСТ/ДСТУ 10677) передня навіска ТЦШ може агрегувати широкий спектр машин.

Сумісним обладнанням є: передні відвали, комунальні та дорожні щітки, косарки, ґрунтофрези малої маси, підйомні платформи та обладнання для садово-паркових робіт та інше (близько 100 навісних агрегатів) [4]. Усі ці агрегати мають стандартні точки зчеплення категорії I та не потребують додаткових переходників. Розрахунок міцності підтвердив можливість роботи з обладнанням масою до 300 кг, а габарити та конструкція рами забезпечують достатній простір для під'єднання та технічного обслуговування.

Висновок

Проведений аналіз існуючих типів передніх навісних систем дозволив обґрунтувати доцільність застосування триточкової навіски категорії I як найбільш універсальної, стандартизованої та сумісної з широким спектром навісного обладнання. Була розроблена конструкція передньої триточкової навісної системи для ТЦШ. Аналіз конструктивних особливостей ТЦШ, зокрема заднього розміщення двигуна та вільної передньої частини рами, дав змогу визначити основні компоновочні вимоги до передньої навіски. Тягові та експлуатаційні характеристики ТЦШ підтвердили можливість ефективної роботи з переднім навісним обладнанням масою до 250–300 кг без погіршення стійкості та керованості машини. У результаті проведених розрахунків міцності основних елементів навіски (нижніх і верхньої тяг, пальців, вушок та несучої рами) встановлено наявність достатнього запасу міцності, що забезпечує надійну роботу конструкції при дії статичних і динамічних навантажень у процесі експлуатації. Усі елементи навіски відповідають вимогам міцності, безпеки та стандартам ISO 730 (категорія I).

Гідравлічний розрахунок виконано з урахуванням параметрів штатної гідросистеми ТЦШ, що дозволило обґрунтовано підібрати гідроциліндр та гідророзподільник, які забезпечують стабільний підйом, опускання, фіксацію положення та плаваючий режим роботи передньої навіски.

Передня триточкова навісна система істотно розширює функціональні можливості ТЦШ, підвищує його універсальність та ефективність використання в комунальному господарстві й сільськогосподарському виробництві без значного втручання в штатну конструкцію.

Література

1. Мальцев В.Т., Гурій О.І. Трактори та автомобілі: конструкція, теорія і розрахунок. – К.: Либідь, 2019.
2. ISO 730:2020. Agricultural tractors — Rear-mounted three-point linkage — Categories 1, 2, 3. – Geneva: ISO.
3. Войтенко В.В. Деталі машин і основи конструювання. - К.: Каравела, 2017.
4. ISO 5673-1:2017. Agricultural machinery — Front-mounted three-point linkage systems. – Geneva: ISO.

ПІДВИЩЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ ПРОДУКТИВНОСТІ БУДІВЕЛЬНИХ МАШИН ВСТАНОВЛЕННЯМ ЕЛЕМЕНТІВ МАШИННОГО КОНТРОЛЮ В МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЮ РОБОЧОГО ОРГАНУ

Олександра КУЗЬОР¹, Ігор ПІМОНОВ², Юрій САЛІЙ², Максим САНІН³

¹Доктор хаб., професор, завідувачка кафедри Сілезького університету, Польща

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

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

⁴Здобувач першого рівня вищої освіти (бакалаврат), кафедра ЕВСБДМ, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна

В роботі розглянуті питання підвищення експлуатаційної продуктивності будівельних машин шляхом інтеграції елементів машинного контролю безпосередньо в металоконструкцію робочих органів. Проаналізовано вплив вбудованих сенсорів положення, навантаження та прискорень на точність виконання технологічних операцій. Запропоновано концепцію структурно-функціональної інтеграції систем машинного контролю, що дозволяє зменшити похибки керування, підвищити стабільність робочого процесу та знизити непродуктивні втрати часу й енергії. Наведено результати експериментальних досліджень, які підтверджують ефективність запропонованого підходу.

Сучасні будівельні машини функціонують у складних умовах, що характеризуються змінними навантаженнями, високими вимогами до точності виконання робіт та необхідністю мінімізації витрат ресурсів. Одним із перспективних напрямів підвищення їх ефективності є впровадження систем машинного контролю, які забезпечують автоматизоване визначення положення, орієнтації та навантаженого стану робочих органів.

Традиційно елементи машинного контролю монтуються на зовнішніх поверхнях або окремих вузлах машин, що знижує їх точність та надійність. Інтеграція сенсорів і виконавчих елементів безпосередньо в металоконструкцію робочого органу дозволяє суттєво підвищити інформативність системи та створити передумови для зростання експлуатаційної продуктивності.

У працях провідних науковців розглядаються питання застосування систем GPS/GNSS-контролю, інклінометрів, тензодатчиків і лазерних сенсорів для автоматизації робочих процесів будівельних машин. Разом із тим, питання структурної інтеграції елементів машинного контролю в металоконструкцію

робочого органу висвітлені недостатньо, особливо з точки зору їх впливу на експлуатаційну продуктивність та надійність машин. Тому метою даної роботи є підвищення експлуатаційної продуктивності будівельних машин шляхом встановлення елементів машинного контролю в металоконструкцію робочого органу. Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

- проаналізувати можливості інтеграції елементів машинного контролю в металоконструкцію робочих органів;

- оцінити вплив вбудованих сенсорів на точність і стабільність технологічних операцій;

- визначити ефект від застосування машинного контролю на експлуатаційну продуктивність.

Запропонований підхід передбачає встановлення в металоконструкцію робочого органу таких елементів машинного контролю:

- тензорезистивних датчиків для вимірювання навантажень;

- датчиків положення та кутів нахилу;

- сенсорів вібрації та прискорень.

Інформація з датчиків надходить до бортового контролера, де обробляється в режимі реального часу та використовується для коригування положення робочого органу.

Експлуатаційна продуктивність будівельної машини визначається як:

$$Q_{експл} = \frac{V}{t_{ц}} \quad (1)$$

де V -обсяг виконаних робіт за цикл, м³;

$t_{ц}$ -тривалість робочого циклу, с.

Встановлення елементів машинного контролю дозволяє:

- зменшити час коригування положення робочого органу;

- знизити кількість повторних проходів;

- підвищити точність дотримання проектних відміток.

У результаті тривалість робочого циклу зменшується на 10–25 %, що безпосередньо впливає на зростання експлуатаційної продуктивності.

Впровадження машинного контролю в металоконструкцію робочого органу зменшує похибку позиціонування Δx , що дозволяє скоротити час коригування:

$$t_{ц} = t_{осн} + t_{кор}(\Delta x) \quad (2)$$

де $t_{осн}$ - основний час виконання операції;

$t_{кор}$ -додатковий час коригування положення робочого органу.

Зменшення похибки позиціонування призводить до:

$$\Delta t_{ц} \rightarrow \min \Rightarrow Q_{експл} \rightarrow \max \quad (3)$$

Експериментальні дослідження проводились шляхом порівняння роботи будівельної машини:

- без машинного контролю;

- з вбудованими елементами машинного контролю в металоконструкції робочого органу.

Таблиця 1

Результати експериментальних досліджень

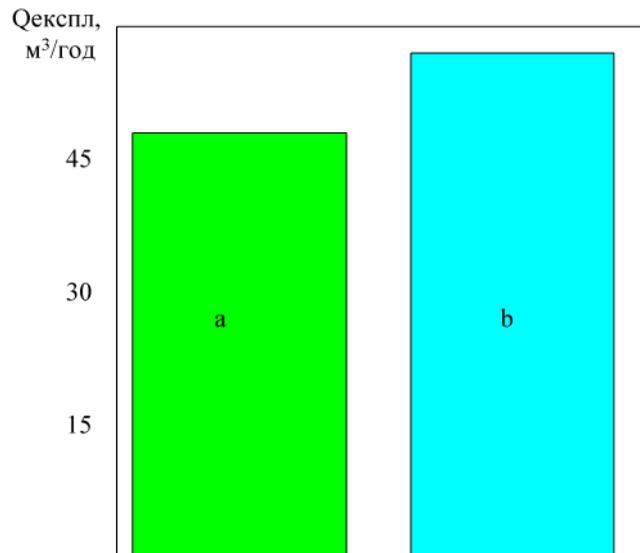
Режим роботи	Час циклу, с	Похибка позиціонування, мм	Продуктивність, м ³ /год	Енергоспоживання, кВт·год
Без машинного контролю	120	45	48	22,5
З машинним контролем	95	25	58	20,1

Експериментальні дослідження проводилися на будівельній машині з модернізованим робочим органом, у металоконструкцію якого було інтегровано елементи машинного контролю. Порівняльний аналіз показав, що:

-середня похибка позиціонування робочого органу зменшилась у 1,8 рази;

-час виконання одного технологічного циклу скоротився на 15 %;

-експлуатаційна продуктивність зросла на 12–20 % залежно від умов роботи.



а – без машинного контролю; б – з машинним контролем.

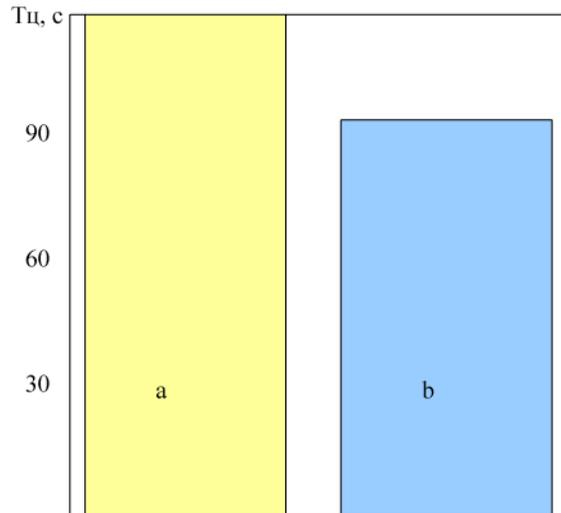
Рис. 1 - Вплив машинного контролю на експлуатаційну продуктивність

Як видно з рис.1 продуктивність зросла з 48 до 58 м³/год. Відносне зростання:

$$\Delta Q = \frac{58 - 48}{48} \cdot 100\% \approx 20,8\% \quad (4)$$

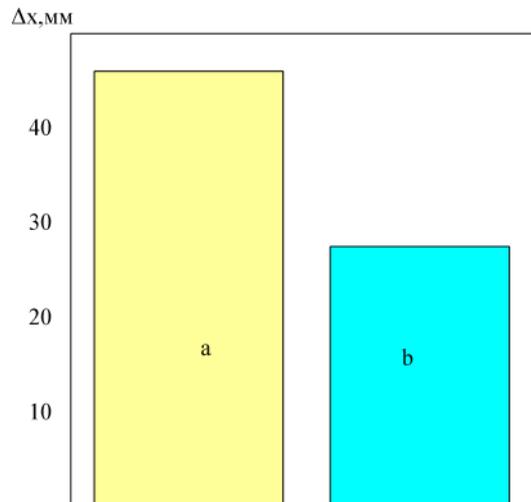
Час циклу зменшився на 25 с. Скорочення циклу:

$$\Delta Q = \frac{120 - 95}{120} \cdot 100\% \approx 20,8\% \quad (5)$$



a – без машинного контролю; b – з машинним контролем.

Рис. 2 — Зміна тривалості робочого циклу



a – без машинного контролю; b – з машинним контролем.

Рис. 3 - Зменшення похибки позиціонування

Похибка зменшилась з 45 до 25 мм. Підвищення точності у 1,8 рази. Питомі витрати енергії визначаються:

$$E_{\text{пит}} = \frac{N}{Q_{\text{експ}}} \quad (6)$$

де N — енергоспоживання.

Застосування машинного контролю зменшило питомі витрати енергії на $\approx 18\%$, що підтверджує не лише продуктивний, але й енергоефективний ефект інтеграції системи.

Експериментально встановлено, що встановлення елементів машинного контролю в металоконструкцію робочого органу дозволяє:

-підвищити експлуатаційну продуктивність на 15–25 %;

- зменшити похибку позиціонування майже у 2 рази;
- скоротити час робочого циклу;
- знизити енергоспоживання.

Висновки

Інтеграція елементів машинного контролю безпосередньо в металоконструкцію робочого органу є ефективним засобом підвищення експлуатаційної продуктивності будівельних машин.

Вбудовані сенсори забезпечують підвищену точність вимірювання параметрів робочого процесу та зменшують вплив зовнішніх факторів.

Застосування запропонованого підходу дозволяє зменшити тривалість робочого циклу та підвищити якість виконання будівельних робіт.

Подальші дослідження доцільно спрямувати на поєднання машинного контролю з елементами штучного інтелекту та цифрових двійників.

Література

1. MS18. Modular Hydraulic Motors / Poclain Hydraulics // Technical URL: <https://poclain.com/sites/default/files/2023-03/801478191E.pdf>
2. Ігор Пімонов, Олександр Ярижко, Михайло Ткаченко. Машинний контроль як функція підвищення ефективності продуктивності будівельно-дорожніх машин. // Матеріали Всеукраїнської наукової конференції «Підвищення ефективності експлуатації, обслуговування і сервісу дорожньо-будівельних машин та обладнання» (24 жовтня 2025р.) Харків, ХНАДУ, 2025. 77-86 с.
3. Doppelfilter m mit verbesserterm // AGT. 2021. №4. p. 77.
4. Cleating for recycling //Manuf.Eng(USA). 2022. №3. P. 173.

ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ КОНУСНОГО НАКОНЕЧНИКА ГРУНТОПРОКОЛЮЮЧОГО РОБОЧОГО ОРГАНА

Олександр ЛУК'ЯНЧУК¹, Олександр ІЛЮЧОК²

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

²Здобувач третього рівня вищої освіти (аспірант) кафедри будівельних, дорожніх і меліоративних машин Національного університету водного господарства та природокористування, м. Рівне, Україна.

Для влаштування горизонтальних свердловин використовують установки горизонтально-спрямованого буріння, які керуються дистанційно за допомогою зондів, а для простих проколів без керування – пневмопробійники (пілотні установки). Це обладнання дозволяє прокладати комунікації (труби, кабелі) під дорогами, водоймами та в обмежених умовах, мінімізуючи руйнування поверхні [1].

Конусний наконечник є ключовим елементом ґрунтопроколюючих машин (пневмопробійників, гідравлічних проколів), що використовуються для безтраншейного прокладання комунікацій [1, 2].

Наконечник приймає на себе основне ударне або статичне навантаження, розсуваючи частки ґрунту в сторони. Завдяки конусній формі відбувається ущільнення стінок каналу, що запобігає його обваленню і забезпечує стабільність напрямку руху робочого органа в товщі ґрунту.

У легких ґрунтах для статичного проколу використовуються гладкі конуси. Одним з основних параметрів конусного наконечника є кут при вершині, який зазвичай становить від 20° до 60°. Чим менший кут, тим легше наконечник входить у ґрунт, але тим довшою стає конструкція і поверхня контакту. Це можна пояснити, з поміж іншого, багатofакторністю робочого процесу і різними підходами до нього [2-5].

Розглянемо визначення кута при вершині конусного наконечника ґрунтопроколюючого робочого органа з умови мінімізації опору витіснення ґрунту навколо наконечника. Основним визначальним параметром опору є площа поверхні контакту конусного наконечника [5].

Для зменшення опору проколювання вона має бути мінімальною. З іншої сторони маємо сталий об'єм ґрунту який маємо витіснити за межі каналу в ґрунті. Графічно це відображено на рис. 1.

Запишемо умову оптимізації

$$S_{\text{кон}} = \pi R \sqrt{R^2 + l^2} \rightarrow \min, \quad (1)$$

де R – радіус конуса наконечника, $R=d/2$;

l – довжина конуса наконечника;

V_{ep} – об’єм ґрунту який витісняється конусом наконечника, приймаємо сталим.

$$V_{ep} = \pi R^2 l \rightarrow const. \quad (2)$$

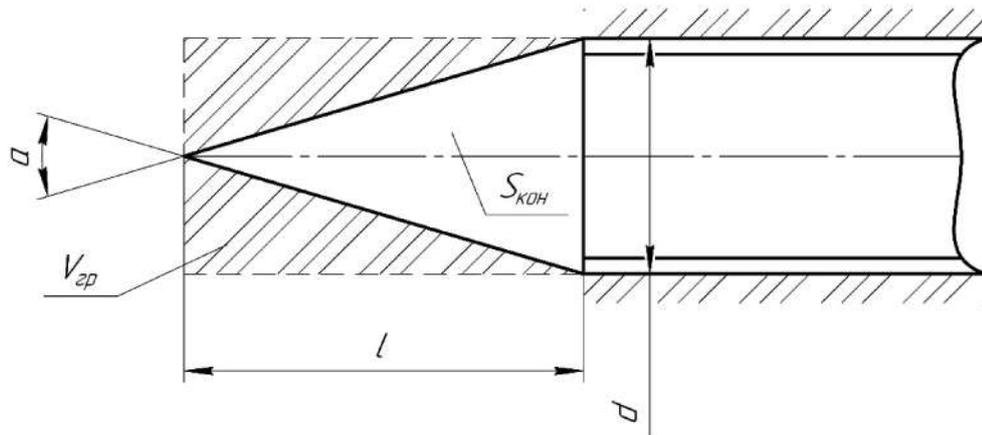


Рис. 1. Схема параметризації елементів при моделюванні руху бульдозерного відвалу з накопиченням призми

З умови обмеження (2) визначимо змінну l через R та підставимо у функцію мети (1).

$$l = \frac{V_{ep}}{\pi R^2}, \quad (3)$$

$$S_{кон} = \pi R \sqrt{R^2 + \left(\frac{V_{ep}}{\pi R^2}\right)^2} \rightarrow \min. \quad (4)$$

Користуючись умовою екстремуму Ферма та можливостями Mathcad знайдемо вираз для визначення змінної R .

$$\frac{d}{dR} S_{кон} = \frac{2\pi^2 R^6 + V_{ep}^2}{R^4 \sqrt{\frac{\pi^2 R^6 + V_{ep}^2}{R^4}}} = 0. \quad (5)$$

Звідки, враховуючи умову обмеження (2)

$$\frac{R}{l} = \frac{1}{\sqrt{2}} \quad (6)$$

Враховуючи це співвідношення можна визначити кут при вершині конуса наконечника

$$\alpha = 2 \arctan\left(\frac{R}{l}\right) = 2 \arctan\left(\frac{1}{\sqrt{2}}\right) = 1,23 \text{ рад} \quad (7)$$

В градусах кут при вершині конуса наконечника буде рівним $70,5^\circ$.

Визначення інших параметрів здійснюється наступним чином: діаметр вибирається технологічно, а довжина наконечника за залежністю

$$l = \frac{d}{\sqrt{2}} \approx 0,7d. \quad (8)$$

де d – діаметр конуса наконечника.

Аналогічно розглянемо також симетричну задачу щодо визначення кута при вершині конусного наконечника ґрунтопроколюючого робочого органа з умови мінімізації об'єму витісненого ґрунту при сталій площі поверхні наконечника.

$$V_{zp} = \pi R^2 l \rightarrow \min; \quad S_{кон} = \pi R \sqrt{R^2 + l^2} \rightarrow const. \quad (9)$$

Тоді

$$V_{zp} = \pi R^2 \sqrt{-R^2 + \left(\frac{S_{кон}}{\pi R}\right)^2} \rightarrow \min, \quad (10)$$

$$\frac{d}{dR} V_{zp} = \frac{-3\pi^2 R^4 - S_{кон}^2}{R \sqrt{S_{кон}^2 - \pi^2 R^4}} = 0. \quad (11)$$

Після спрощення рівності (11) співвідношення R/l буде таким як в попередньому випадку

$$\frac{R}{l} = \frac{1}{\sqrt{2}}, \quad (12)$$

а кут при вершині буде визначатися за залежністю (7).

Висновки

1. Значення одного з основних параметрів конусного наконечника ґрунтопроколюючого робочого органа, такий як кут при вершині, знаходиться в досить широких межах через багатофакторність робочого процесу і різноманітність підходів до визначення.

2. При розгляді визначення кута при вершині конусного наконечника ґрунтопроколюючого робочого органа з умови мінімізації опору витіснення сталого об'єму ґрунту навколо наконечника встановлено, що його значення має бути близько 70° .

Література

1. Кравець С. В., Кованько В. В., Лук'янчук О. П. Наукові основи створення землерийно-ярусних машин і підземно-рухомих пристроїв. Монографія–Рівне: НУВГП, 2015–322с. <http://ep3.nuwm.edu.ua/id/eprint/3203>

2. Наукові основи та практика створення мінімальноенергоємних робочих органів для формування комунікаційних порожнин в ґрунті [Електронний ресурс] : монографія / С. В. Кравець, В. М. Супонев, О. П. Посмітюха, С. П. Балесний. - Харків : ХНАДУ, 2021. - 304 с. - ISBN 978-966-303-769-1

3. Кравець С.В., Лук'янчук О.П. Аналітичне моделювання еліптичного перерізу конструктивного елемента у вигляді конуса. VI Міжнародна науково-практична конференція “Priority directions of science and technology development”, 20-22 лютого, 2021, Київ, Україна. С. 223-225.

ОЦІНКА ЯКОСТІ ДЕТАЛЕЙ БУДІВЕЛЬНИХ І ДОРОЖНИХ МАШИН ЗА ДОПОМОГОЮ МЕТОДУ БРІНЕЛЛЯ У МІКРО- ТА НАНОДІАПАЗОНАХ

Василь МОЩЕНОК ¹, Микола МАРИНОВСЬКИЙ ²

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

²Здобувач першого рівня вищої освіти (бакалавр) кафедри ЕВСБДМ Харківського національного автомобільно-дорожнього університету, м. Харків, Україна

Актуальність оцінювання якості деталей будівельних і дорожніх машин визначається тим, що їх працездатність у реальних умовах експлуатації переважно обмежується зносом, контактною втомою та опором вминанню, які безпосередньо залежать від локальних механічних властивостей поверхневих і приповерхневих шарів матеріалу. Традиційно для виробничого контролю масивних металевих деталей широко застосовується метод Брінелля, який забезпечує відтворювану оцінку твердості за параметрами залишкового відбитка кулькового індентора та регламентується міжнародними стандартами ISO 6506-1 і ASTM E10 [1,2].

Разом із тим сучасні технології виготовлення та ремонту деталей дорожніх машин (індукційне гартування, цементація, нітроцементація, наплавлення, термічні та термомеханічні зміцнювальні операції, нанесення зносостійких покриттів) формують виражену структурну й властивісну неоднорідність по товщині, унаслідок чого макрорівнева твердість типу HBW може виявитися недостатньо чутливою до стану тонких поверхневих шарів, які першими визначають ресурс вузла. У цьому контексті перспективним є перенесення «брінеллівської логіки» контролю твердості в мікро- та нанодіапазони шляхом використання інструментованого індентування з реєстрацією діаграм навантаження-переміщення, що стандартизовано в ISO 14577-1 та дозволяє оцінювати твердість і інші механічні властивості у локальних об'ємах деформації [3].

На мікро- та нанорівнях принциповим фактором інтерпретації результатів стає розмірний ефект індентування, який проявляється зростанням або зменшенням вимірюваної твердості зі зменшенням глибини проникнення і пов'язується з градієнтною пластичністю та внеском геометрично необхідних дислокацій. Його класичний опис подано в моделі Nix-Gao, а подальші уточнення дозволяють узгоджувати поведінку матеріалів у ширшому діапазоні глибин проникнення [4,5]. Методологічну основу обробки даних інструментованого індентування в сучасній практиці формує підхід Олівера-Фарра, який забезпечує визначення твердості та модуля пружності за даними P-h кривих і широко застосовується в експериментальних

дослідженнях матеріалів та покриттів [6]. Оскільки контактні умови сферичного індентора є найбільш близькими до класичного Брінелля, сферичне індентування розглядається як фізично обґрунтований шлях адаптації методів твердості відновленого відбитка до мікро- та наномасштабів, зокрема для відновлення локальних характеристик напружено-деформованого стану та оцінювання градієнтів властивостей у зміцнених шарах деталей [7].

Практична значущість застосування мікро- та наноіндентування як доповнення до класичного контролю твердості підтверджується тим, що у дорожніх і будівельних машинах критичні відмови часто ініціюються саме у тонкому поверхневому шарі, властивості якого визначають зносостійкість, контактну витривалість і опір вмиванню. До деталей, для яких доцільно оцінювати твердість поверхневого шару у мікро- та нанодіапазонах, належать зубчасті колеса та шестерні редукторів ходової частини і приводів робочого обладнання (контактна втома і пітинг), вали та шийки валів (зношування і задири у підшипникових вузлах), пальці та втулки шарнірних з'єднань стріли й ковша (зношування у парі тертя та деградація зміцненого шару), штоки гідроциліндрів (знос і пошкодження покриттів), поршні та гільзи/втулки компресорних і гідравлічних систем (локальний знос і мікродефекти поверхні), опорні та напрямні ролики гусеничних машин, а також бігові доріжки підшипників і елементи контактних пар «метал–метал» та «метал–покриття».

Окрему групу становлять деталі з наплавленими або термічно зміцненими шарами (зони ремонту, зони термічного впливу), де твердість і модуль пружності змінюються по глибині на сотні мікрометрів, і саме локальні вимірювання дозволяють коректно встановити ефективну товщину зміцнення та якість поверхневого шару.

Водночас для типових елементів робочих органів і вузлів зношування дорожньої техніки (ріжучі кромки, сегменти, зуби ковшів, елементи плит асфальтоукладальників) [8–10] у технічних описах і нормативно-технологічних матеріалах часто фігурують цільові рівні твердості порядку 450–500 за Брінеллем, що відображає інженерну орієнтацію на забезпечення ресурсу при абразивно-ударному навантаженні.

У межах виконання дослідження було сформовано експериментально-дослідницьку базу для контролю якості поверхневих шарів деталей дорожніх і будівельних машин за методом Брінелля у мікро- та нанодіапазонах. Необхідність такого підходу зумовлена тим, що експлуатаційна довговічність відповідальних елементів (шестерень і зубчастих коліс редукторів, валів і шийок валів, пальців та втулок шарнірних з'єднань, штоків і поршнів гідроциліндрів, опорних і напрямних роликів, а також деталей із наплавленими або термічно зміцненими шарами) визначається властивостями тонкого приповерхневого об'єму матеріалу, який працює в умовах контактних напружень, тертя та циклічного навантаження. Для забезпечення достовірного вимірювання твердості у локальних зонах деформації застосовано сферичне індентування з реєстрацією навантажувально-деформаційних характеристик, що дозволяє отримувати порівнювані результати для різних глибин

проникнення та аналізувати зміну твердості залежно від масштабу індентування. З метою підвищення інформативності контролю розроблено авторське програмне забезпечення для обробки експериментальних даних, побудови діаграм індентування та узагальнення результатів у вигляді таблиць і графіків, придатних для технологічного аналізу якості поверхневого шару. Обладнання, програмний інтерфейс і характерні приклади експериментальних результатів, отриманих при визначенні твердості деталей зі сталі за методом Брінелля у мікро- та нанодіапазонах, наведено на рисунках 1–3.

Прилад NanoTest (Micro Materials) (рис. 1) призначений для вимірювання твердості та інших механічних характеристик матеріалів у мікро- та нанодіапазонах методом інструментованого індентування із реєстрацією залежності «навантаження–переміщення» ($P-h$). Основою роботи системи є контрольоване вдавлювання індентора у поверхню зразка під заданою програмою навантаження з одночасним високоточним вимірюванням глибини проникнення, що забезпечує отримання відтворюваних результатів у тонких приповерхневих шарах матеріалу. У даному дослідженні прилад застосовано для реалізації вимірювань за методом Брінелля у мікро- та наномасштабах із використанням сферичного індентора, що дозволяє відтворювати контактну схему, близьку до класичного кулькового випробування, але на значно менших рівнях навантаження та глибини деформації. Конструктивно NanoTest містить вимірювальний модуль з індентором і силовим приводом, систему прецизійного позиціонування зразка та засоби стабілізації умов випробування, що мінімізують вплив вібрацій і дрейфу на точність вимірювань. Програмно-апаратний комплекс приладу забезпечує автоматизоване проведення серій вдавлювань у вибраних точках, формування протоколів випробувань і подальшу обробку експериментальних даних, що є необхідним для оцінювання якості поверхневих шарів деталей дорожніх і будівельних машин, зокрема після термічного зміцнення, наплавлення або нанесення покриттів.

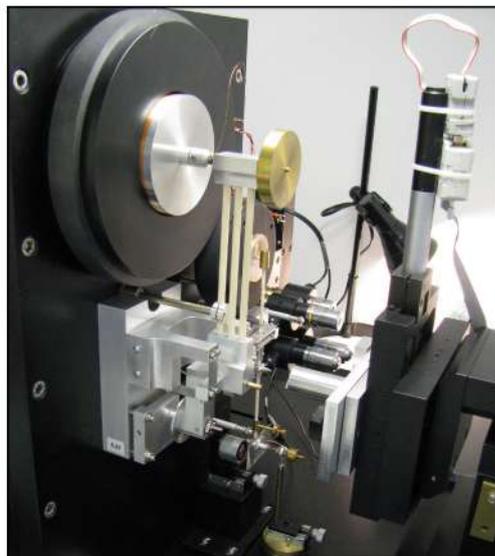


Рис. 1 - Прилад NanoTest (Micro Materials) для вимірювання твердості сферичним індентором у мікро- та нанодіапазонах [11]

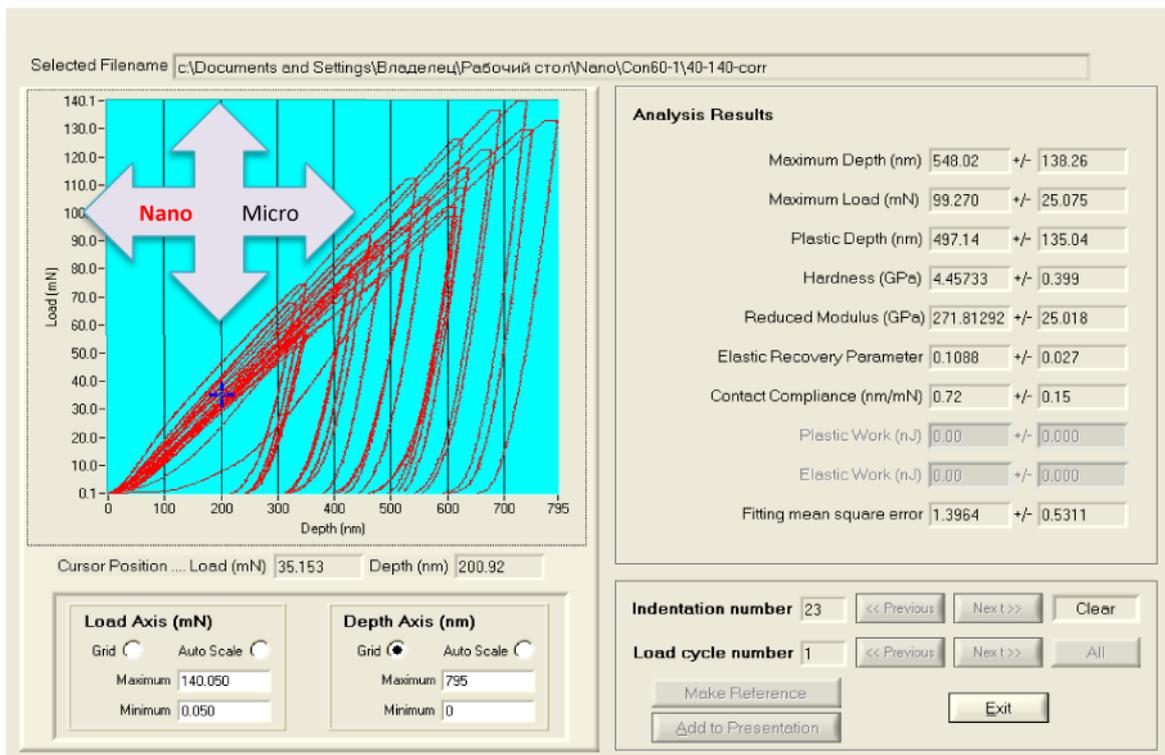


Рис. 2 – Власні експериментальні дані діаграм індентування поверхневого шару деталей зі сталі за методом Брінелля у мікро- та нанодіапазонах

Рисунок 2 ілюструє результати інструментованого індентування поверхневого шару сталевих деталей, виконаного за «брінеллівською» схемою із застосуванням сферичного індентора у мікро- та нанодіапазонах.

У лівій частині наведено сімейство діаграм типу «навантаження – глибина проникнення» (P–h), що відображають послідовні цикли навантаження та розвантаження під час серії вдавлювань у різних точках або за різних режимів. Зростаючі гілки кривих відповідають стадії формування відбитка при прикладанні навантаження, а спадні гілки - етапу пружного відновлення матеріалу під час розвантаження; розходження між ними характеризує співвідношення пружної та пластичної складових деформації у приповерхневому об’ємі.

У правій частині рисунка представлено блок аналізу результатів, де відображаються основні параметри, що визначаються за експериментальними кривими: максимальна глибина проникнення та максимальне навантаження, пластична складова глибини, розрахована твердість, модуль пружності (модуль пружності), показники пружного відновлення, контактна жорсткість, а також енергетичні характеристики процесу індентування (робота пластичної та пружної деформації).

Наведений формат подання даних забезпечує можливість кількісної оцінки механічного стану поверхневого шару, виявлення локальної неоднорідності властивостей та обґрунтованого порівняння якості сталевих деталей після різних технологічних впливів (термічного зміцнення, наплавлення, поверхневих обробок) у масштабах, недоступних для традиційного макровипробування за Брінеллем.

Рисунок 3 відображає узагальнені результати визначення твердості сталевих деталей за методом Брінелля у мікро- та нанодіапазонах із використанням інструментованого індентування та сферичного індентора. У центральній частині рисунка наведено графічну залежність поверхневої твердості Брінелля HB_s від прикладеного навантаження F_u малих діапазонів навантажень, що відповідають мікро- та наноіндентуванню; на графіку представлено серії експериментальних точок і апроксимуючі криві для різних рівнів твердості досліджуваного матеріалу (умовно 108, 180 та 439 HB_s nano). Порівняння кривих демонструє закономірну зміну значень твердості при переході від менших навантажень до більших, що є характерним проявом масштабної чутливості результатів індентування та відображає вплив структурного стану поверхневого шару на формування відбитка. Додатково на графіку показані відносні відхилення твердості (у відсотках) між окремими серіями вимірювань, що дозволяє кількісно оцінювати відмінності між зразками або станами поверхні та використовувати ці дані для контролю якості термічно зміцнених чи технологічно модифікованих шарів. У нижній частині рисунка наведено табличні дані, які містять числові параметри випробувань (рівні навантаження, геометричні та розрахункові характеристики контакту, отримані значення твердості), що забезпечує простежуваність результатів і можливість подальшого порівняльного аналізу. Таким чином, рисунок 1.3 ілюструє практичну реалізацію підходу до оцінювання якості поверхневого шару сталевих деталей у мікро- та наномасштабах на основі «брінеллівської» контактної схеми та демонструє інформативність методики для виявлення відмінностей у твердості при малих навантаженнях, характерних для тонких зміцнених шарів і локальних зон зношування.

Зворотний розмірний ефект при індентуванні (Reverse Indentation Size Effect, RISE) у контексті «брінеллівського» підходу в нано- та мікродіапазонах проявляється як зростання визначеної твердості зі збільшенням навантаження F або глибини проникнення індентора, тобто як тенденція, протилежна класичному ISE, де твердість зазвичай підвищується при зменшенні масштабу відбитка. Для сферичного індентора, який відтворює контактну схему методу Брінелля, така поведінка пов'язана з тим, що при малих навантаженнях реальний контакт між індентором і поверхнею формується в умовах домінування приповерхневих факторів - шорсткості, оксидних плівок, тонких зміцнених або, навпаки, розм'якшених шарів, локальної неоднорідності структури, а також підвищеного внеску пружної складової деформації. У цій області частина прикладеної енергії витрачається на пружне «підлаштування» контакту та стабілізацію зони пластичної течії, тому відбиток може формуватися менш інтенсивно, а розрахована твердість HB_s , яка визначається як відношення навантаження до площі контакту індентора зі зразком, набуває відносно нижчих значень і характеризується підвищеним розкидом.

Із зростанням навантаження контактна пляма збільшується, а зона пластичної деформації переходить від поверхневого «локального» режиму до більш стабільного об'ємного режиму, в якому починає визначально впливати опір матеріалу пластичному зсуву в більшому деформованому об'ємі.

Унаслідок цього відбувається інтенсивніше формування пластичного ядра під індентором, зменшується частка випадкових поверхневих впливів, і матеріал демонструє більш «репрезентативну» відповідь, пов'язану з реальною несучою здатністю поверхневого шару. Саме тому при переході від малих навантажень до більших значення поверхневої твердості Брінелля HB_s можуть монотонно зростати, що й є сутністю зворотнього розмірного ефекту. Практично це означає, що при малих навантаженнях вимірювання сильніше «бачить» стан найтоншого приповерхневого шару, тоді як при більших навантаженнях контроль зміщується до інтегральної оцінки властивостей зміцненого шару на більшій глибині.

Додатковим механізмом, який підсилює RISE для сталей та поверхнево зміцнених деталей, є градієнт властивостей по товщині: у багатьох реальних деталей дорожніх машин поверхня може містити зону з підвищеною дислокаційною щільністю, залишковими стискуючими напруженнями та зміцненими структурними складовими, сформованими термообробкою або термомеханічним впливом. При дуже малих навантаженнях індентор може деформувати лише найтонший шар, який інколи є технологічно неоднорідним (наприклад, має поверхневу плівку, зону полірувальних дефектів, оксидний шар або локально відпущену мікрозону після шліфування), що знижує вимірювану твердість. Коли навантаження зростає, зона деформації захоплює більш репрезентативний підшар, де ефект зміцнення проявляється повніше, і твердість підвищується. Саме тому RISE часто є характерним маркером того, що поверхня має складну багатошарову будову, а контроль на різних навантаженнях фактично «сканує» матеріал по глибині.

З точки зору контактної механіки сферичного індентування, зі збільшенням навантаження зростає радіус контакту та змінюється співвідношення між середнім контактним тиском і умовною межею текучості, що призводить до переходу від режиму, близького до пружно-контактного, до режиму розвиненої пластичної течії. У цьому випадку площа контакту індентора зі зразком зростає не лінійно, а за законом, що залежить від геометрії індентора і властивостей матеріалу, тому відношення F/S (тобто HB_s) може збільшуватися разом із F . На практиці це проявляється у вигляді висхідних кривих $HB_s(F)$, коли для кожної групи матеріалів або станів поверхні формується власна залежність, а відносні відмінності між ними можуть зберігатися або навіть посилюватися при зростанні навантаження.

Для оцінювання якості деталей дорожніх і будівельних машин цей ефект має принципове прикладне значення, оскільки дозволяє не тільки фіксувати «одне число твердості», а й аналізувати стійкість поверхневого шару до зростаючого контактного навантаження. Наприклад, для шестерень і зубчастих коліс редукторів, шийок валів, пальців і втулок шарнірів, штоків гідроциліндрів та інших контактних навантажених деталей важливо, щоб твердість не була «випадковою» на мінімальних навантаженнях, а демонструвала стабільне зростання та вихід на плато при навантаженнях, що відповідають реальній глибині робочих контактних напружень. Якщо ж крива $HB_s(F)$ має слабкий нахил або проявляє аномалії (наприклад, падіння

твердості на певному рівні навантаження), це може вказувати на дефектну структуру, недостатню глибину зміцнення, наявність розм'якшеної підповерхневої зони або технологічні порушення обробки.

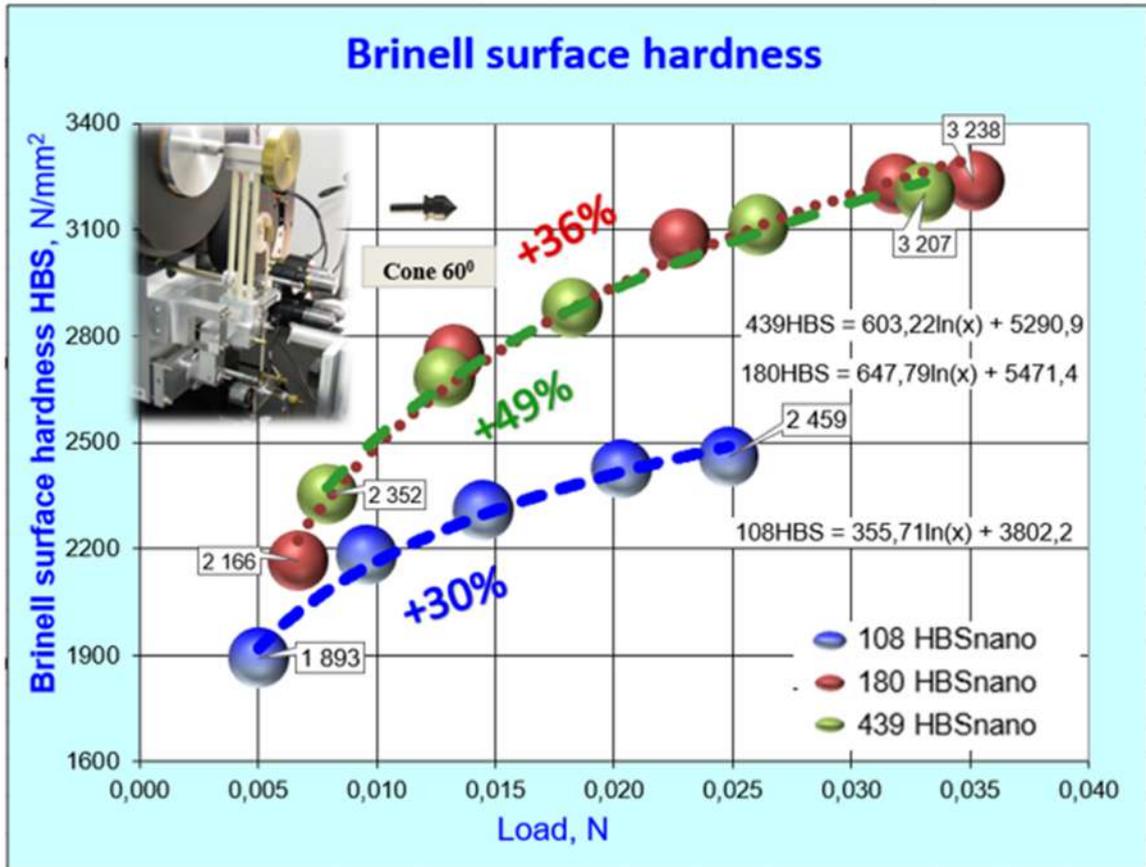


Рис. 3 - Твердість деталей зі сталі за методом Брінелля у мікро- та нанодіапазах

Таким чином, зворотний розмірний ефект у брінеллівському сферичному індентуванні в нано- та мікродіапазах слід розглядати як інформативну закономірність, що відображає перехід від поверхнево-керованої відповіді матеріалу при малих навантаженнях до більш стабільної об'ємної пластичної відповіді при зростанні навантаження, і може бути використана як додатковий критерій оцінювання якості та технологічної повноцінності поверхневого шару деталей дорожніх машин.

Висновки

1. Запропоновано та експериментально обґрунтовано підхід до оцінювання якості поверхневих шарів деталей будівельних і дорожніх машин на основі методу Брінелля у мікро- та нанодіапазах, який поєднує класичну контактну схему сферичного індентора з можливостями інструментованого індентування та реєстрації навантажувально-деформаційних характеристик.

2. Показано, що застосування сферичного індентування з побудовою діаграм «навантаження–переміщення» (P–h) забезпечує кількісну оцінку твердості та пружно-пластичної відповіді матеріалу в локальних зонах деформації, що є принципово важливим для контролю зміцнених,

наплавлених і покритих поверхневих шарів деталей, працездатність яких визначається приповерхневим об'ємом матеріалу.

3. Встановлено наявність зворотного розмірного ефекту (RISE) у брінеллівському сферичному індентуванні в нано- та мікродіапазонах, який проявляється зростанням поверхневої твердості зі збільшенням навантаження та відображає перехід від поверхнево-керованої відповіді матеріалу до більш стабільної об'ємної пластичної деформації, що підвищує інформативність аналізу стану поверхневого шару.

4. Доведено, що узагальнення результатів у вигляді графічних залежностей $HB_s(F)$ та табличних масивів параметрів випробувань створює практичну основу для технологічного контролю якості деталей (шестерень, валів, пальців і втулок, штоків гідроциліндрів, контактних пар та елементів робочих органів), дозволяючи порівнювати різні стани поверхні, виявляти неоднорідності зміцнення та підвищувати достовірність прогнозування ресурсу при абразивно-контактному навантаженні.

Література

1. ISO 6506-1:2014(E). Metallic materials - Brinell hardness test - Part 1: Test method. Geneva: International Organization for Standardization (ISO), 2014.

2. ASTM E10/E10M. Standard Test Method for Brinell Hardness of Metallic Materials. West Conshohocken, PA: ASTM International.

3. ISO 14577-1:2015(E). Metallic materials - Instrumented indentation test for hardness and materials parameters - Part 1: Test method. Geneva: International Organization for Standardization (ISO), 2015.

4. Nix W. D., Gao H. Indentation size effects in crystalline materials: A law for strain gradient plasticity. *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*. 1998. Vol. 46. P. 411–425.

5. Huang Y., Zhang F., Hwang K. C., Nix W. D., Pharr G. M., Feng G. A model of size effects in nano-indentation. *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*. 2006. Vol. 54. P. 1668–1686.

6. Oliver W. C., Pharr G. M. An improved technique for determining hardness and elastic modulus using load and displacement sensing indentation experiments. *Journal of Materials Research*. 1992. Vol. 7(6). P. 1564–1583.

7. Herbert E. G., Pharr G. M., Oliver W. C., Lucas B. N., Hay J. L. On the measurement of stress–strain curves by spherical indentation. *Thin Solid Films*. 2001. Vol. 398–399. P. 331–335.

8. SSAB. Hardox on site - Roadbuilding [Electronic resource]. SSAB AB. Available at: <https://www.ssab.com> (accessed: 25.01.2026).

9. Volvo Construction Equipment. Ground Engaging Tools [Electronic resource]. Available at: <https://www.volvoce.com> (accessed: 25.01.2026).

10. BOMAG. BF 350 P-5 Asphalt Paver [Electronic resource]. Available at: <https://www.bomag.com> (accessed: 25.01.2026).

11. Micro Materials Ltd. NanoTest Vantage. URL: https://www.micromaterials.co.uk/?utm_source=chatgpt.com (дата звернення: 25.01.2026).

РОЗРОБКА ПРУЖНОГО РОБОЧОГО ОРГАНА ДЛЯ ПРИБИРАННЯ ДОРОЖНЬОГО ПОЛОТНА В ЗИМОВИЙ ПЕРІОД

Володимир МУЛЯР

Здобувач третього рівня вищої освіти (аспірант), кафедра будівельних машин, Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ, Україна

У холодних регіонах зимове обледеніння дорожнього покриття створює значні ризики для безпеки руху, економічні витрати на експлуатацію та вплив на транспортну інфраструктуру. Утворення льоду на поверхні доріг знижує коефіцієнт тертя, призводить до збільшення аварійності та підвищує витрати на боротьбу зі слизькістю. Аналіз даних показує, що льодяний покрив формується лише за певних умов температури асфальту і навколишнього середовища, при цьому атмосферні умови можуть суттєво відрізнятися від температури полотна, що робить проблему складною для прогнозування та управління процесом обледеніння доріг [1].

Традиційні методи боротьби з льодом на дорогах включають механічне видалення (плужні роботи, щітки), застосування хімічних реагентів, а також пасивні або активні термічні технології. Механічні засоби часто пошкоджують дорожнє полотно або неефективні при щільному льодяному шарі, хімічні реагенти мають обмежену дію при низьких температурах і викликають негативний вплив на навколишнє середовище та інфраструктуру, а термічні системи (нагрівальні елементи, теплопровідні покриття) потребують значного енергоспоживання та складні для впровадження у великому масштабі [2].

Незважаючи на великий обсяг прикладних досліджень, існує прогалина у фундаментальному розумінні механізмів механічного руйнування льоду, особливо у випадках, коли поверхня холодна, а товщина льодового шару варіюється у великих межах.

Сучасні дослідження по боротьбі з льодом і снігом на дорогах наведені в роботах [6-9]

Механічне видалення льоду традиційно здійснюється за допомогою плугів, щіток та іншої техніки, що знімає верхній шар льодоутворення. Проте ці рішення:

- часто не справляються з товстим, багат шаровим льодом;
- викликають потенційне пошкодження асфальтобетонного покриття;
- не завжди є ефективними без супровідних хімічних чи термічних засобів.

У класичному трактуванні механічні методи розглядаються як частина *passive deicing* та *active deicing* категорій, де першочерговою є механіка контакту між обладнанням і льодовою кіркою [3].

Хімічні реагенти (наприклад, хлоридні солі) широко застосовуються для зниження точки замерзання та сприяння таненню льоду, але мають суттєві недоліки:

- зниження коефіцієнту адгезії льоду й води не завжди ефективно при дуже низьких температурах;
- довготривале використання сприяє корозії дорожнього полотна та негативному впливу на навколишнє середовище, включно з водними об'єктами й підґрунтовими водами [4].

Сучасні дослідження активно розглядають альтернативні підходи — від енергетично ефективних термічних систем до функціональних покриттів. Наприклад, дослідження з *microwave deicing* описують фізичні стадії процесу обігріву та руйнування льоду; інші роботи розглядають використання теплопровідних покриттів для підвищення швидкості танення льоду без істотного енергоспоживання [5].

Загальний висновок огляду: комбіновані методи, що поєднують механіку руйнування льоду з адаптивними фізико-хімічними процесами, мають потенціал для значного підвищення ефективності зимового утримання доріг, однак систематичного теоретичного підґрунтя для механічного руйнування льодового шару недостатньо.

Основною метою цього дослідження є розробка нової механічної концепції руйнування льодового шару на дорожньому покритті, що:

- забезпечує ефективність при широкому діапазоні температур ($-20\dots 0$ °C),
- враховує товщину льодового або снігового шару та його матеріальні властивості,
- мінімізує ризики пошкодження дорожнього полотна,
- забезпечує підвищену динамічну ефективність завдяки механічній адаптивності.

Це передбачало розробку, математичне моделювання та чисельну реалізацію голчастого вала з активними робочими елементами, що взаємодіють з льодом шляхом пружної деформації й динамічного контакту під час руху машини (рис. 1).

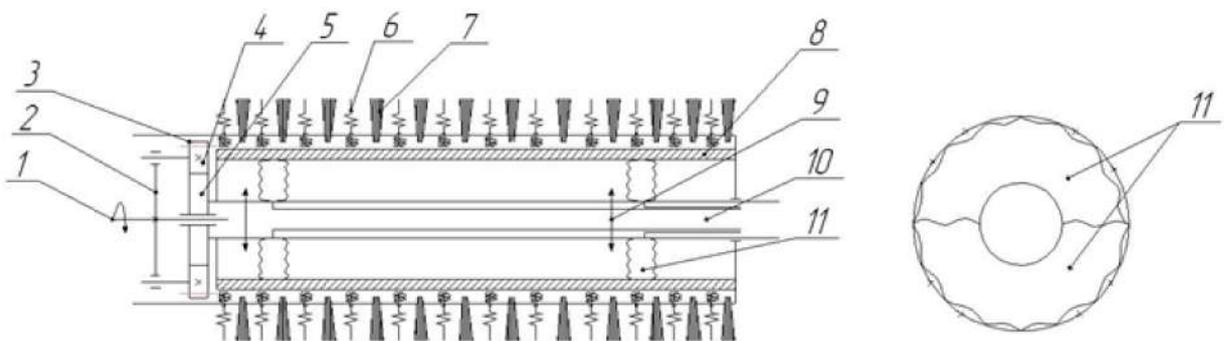


Рис. 1 - Вал робочого обладнання для очищення дорожнього полотна від льоду

В основі запропоновано вал із пружно-деформівними голками, що:

- при взаємодії з льодовим шаром викликає локальні напруження, які перевищують міцність льоду;
- при контакті з основою (асфальт/ґрунт) переживає пружну деформацію, обмежуючи напруги, що можуть призвести до пошкодження дорожнього полотна.

Це рішення поєднує механіку пружних контактів із динамічною адаптацією навантажень залежно від товщини шару та температури.

Математична модель взаємодії руйнуючої голки з робочим середовищем описує:

- пружну деформацію голок;
- контактні напруження;
- температурну залежність міцності льоду;
- динаміку взаємодії під час перекочування вала.

Критерії руйнування включають як локальні контактні напруження, так і моментні сили підриву льоду, що виникають завдяки кінематиці обертання вала.

На основі розробленої моделі реалізовано чисельні симуляції, що дозволяють:

- оцінювати ефективність руйнування для різних температур і товщин;
- аналізувати вплив дискретного розташування голок, фазових зсувів та структури льоду;
- проводити спектральний аналіз коливань з метою оцінки динамічної поведінки системи.

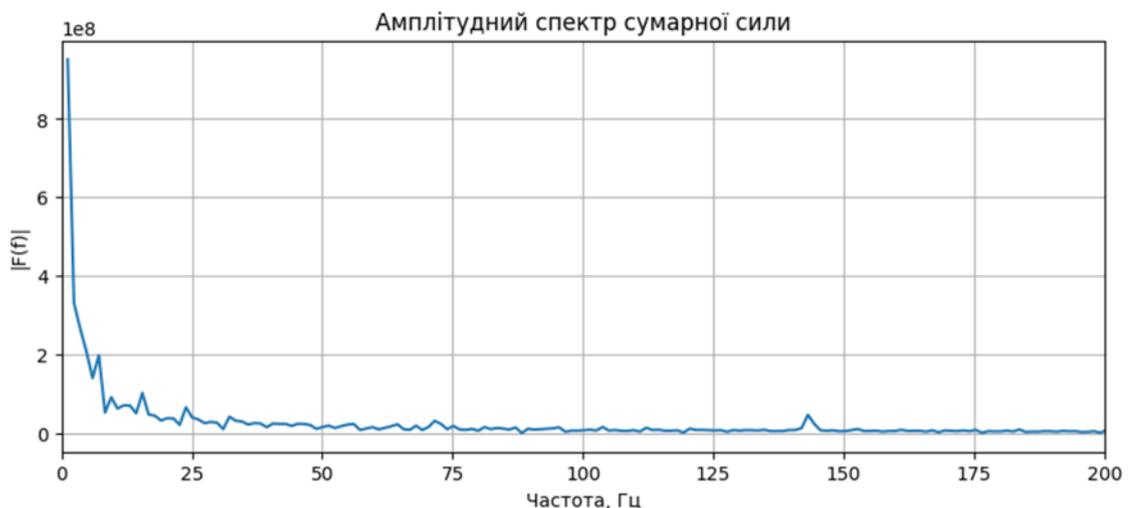


Рис. 2 - Амплітудний спектр сумарного зусилля сили притискання вала

Ці симуляції демонструють, що структуровані динамічні впливи голок можуть створювати спектрально широку реакцію системи, що сприяє появі корисних коливань і підвищує ефективність руйнування льодового шару.

Висновки

Проблема зимового утримання доріг є багатовимірною і включає фізико-механічні, матеріальні та динамічні аспекти. Існуючі підходи мають обмеження: механічні — щодо товстих шарів льоду; хімічні — щодо температурних меж та екології; термічні — щодо енергоспоживання. Запропоновано адаптивний механічний вал з пружно-деформівними голками, що ефективно руйнує лід за широкого діапазону практичних умов. Методи моделювання та симуляції підтверджують, що структура впливів та взаємодій може бути оптимізована для підвищення ефективності, мінімізації навантажень на дорожнє покриття та врахування складних реальних умов.

Література

1. Peng, W., Ma, Y., Xi, L., Huang, H., Zheng, L., Chen, Z., & Li, W. (2025). Simulation of Snow and Ice Melting on Energy-Efficient and Environmentally Friendly Thermally Conductive Asphalt Pavement. *Sustainability*, 17(18), 8190. <https://doi.org/10.3390/su17188190>
2. Tang, L., Shao, H., Tang, H., Qiu, P., Du, X., Zhang, L., & Peng, H. (2024). Review of snow and ice melting techniques for road and bridge in cold regions. *Journal of China & Foreign Highway*, 44(5), 25-38. <https://doi.org/10.14048/j.issn.1671-2579.2024.05.003>
3. Xu, K., Chen, Z., Xiao, H., Zhu, M., & Wang, Z. (2025). Heat transfer characteristics of electrical heating deicing and snow-melting asphalt pavement under different operating conditions. *Coatings*, 15(4), 367. <https://doi.org/10.3390/coatings15040367>
4. Andrii Siedov, Olena Fomenko. The effect of chloride deicing materials on road safety in winter. *Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету*. вип. 86, 2019, т. II. стор. 130-134 <https://doi.org/10.30977/BUL.2219-5548.2019.86.2.130>
5. Рашківський, В., Русан, І., Федішин, Б., & Саух, А. (2022). Дослідження особливостей очищення дорожнього полотна в зимовий період. *Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини*, (99), 20–27. <https://doi.org/10.32347/gbdmm.2022.99.0301>
6. Enhancing the efficiency of ice-resistant materials in asphalt road surfaces: A comprehensive performance analysis. (2024). *Coatings*, 14(1), 37. <https://doi.org/10.3390/coatings14010037>
7. Anti-icing and de-icing properties of composite superhydrophobic coating with microwave heating performance on asphalt pavement. (2024). *Construction and Building Materials*, 451, 138868. <https://doi.org/10.1016/j.conbuildmat.2024.138868>
8. Microwave heating and deicing efficiency for asphalt concrete with SiC–Fe₃O₄ microwave enhanced functional layer. (2022). *Journal of Cleaner Production*, 332, 130111. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2021.130111>
9. Liu, J., Liu, J., Shi, X., & Honarvarnazari, M. (2021). Snow and Ice Treatment Products Evaluation (Report No. TR202002). Missouri University of Science and Technology & Washington State University. U.S. Department of Transportation. <https://rosap.ntl.bts.gov/view/dot/60854>

НАУКОВІ ОСНОВИ СИНЕРГЕТИЧНОГО ПРОЦЕСУ ПОДРІБНЕННЯ МАТЕРІАЛІВ РОБОЧИМИ ОРГАНАМИ МАШИН СТАТИЧНИМИ ТА ДИНАМІЧНИМИ НАВАНТАЖЕННЯМИ

Іван НАЗАРЕНКО¹, Євген МІЩУК²

¹Доктор технічних наук, професор кафедри МОТП, Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ, Україна

²Кандидат технічних наук, доцент кафедри МОТП, Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ, Україна

Актуальність теми. На сучасному етапі економіка України, будівельна та інші галузі народного господарства в своїй діяльності потребують значного зменшення енергетичних витрат і одночасно підвищення ефективності в досягненні виробничих процесів. Особливо гостро проблема має місце в будівельній галузі, яка є локомотивом економіки і від її успіху значно залежить досягнення і в інших галузях. Основним будівельним матеріалом галузі був, є і ще багато часу буде бетон, технологія виготовлення якого ґрунтується на процесах виробництва бетонних сумішей різного складу і властивостей. Значне місце у бетонних сумішей займає заповнювач, здебільше це щебінь, виготовлення якого є вкрай енерговитратним процесом. Обумовлено це тим, що до цього часу відсутня загальноприйнята теорія не тільки у визначенні процесів подрібнення, а і розгляд системи «подрібнювач – матеріал» як єдиної, яка здійснює процес і враховує потік енергії і інформації у всіх елементах такої системи. Рішення проблеми в роботі здійснено на прийнятій гіпотезі визначення і забезпеченні синергії системи за розробленими фізико – математичними моделями при врахуванні розподілу енергії в елементах всієї системи. Під інформацією в роботі прийнято реєстрація розподілу енергії в елементах системи.

Мета і завдання досліджень. Мета роботи полягає у розробці теорії руху системи «подрібнювач – матеріал» як єдиної, що здійснює процес і враховує потік енергії і інформації у всіх елементах такої системи.

Виклад основного матеріалу. При дослідженні енергозатрат на процес дроблення враховувано вплив параметрів механічного режиму дробильної машини та сили дроблення. Таким чином, наступним етапом дослідження є оцінка та аналіз методів розрахунку дробильного обладнання. Для щоконусних дробарок особлива увага приділена визначенню оптимальної продуктивності в залежності від частоти коливань щоки або конуса, рис. 1.

Графіки рис. 1, а та б відображають значне відхилення оптимуму від реальної продуктивності дробарок, що може бути наслідком наявності в розрахункових залежностях для визначення продуктивності коефіцієнту, який характеризує робоче середовище та робочий процес і який змінюється в широких межах.

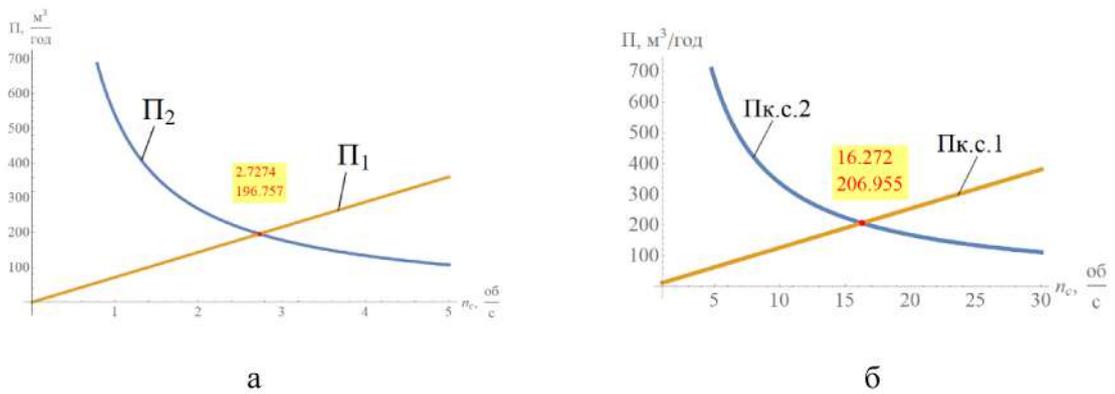


Рис. 1 - Графік впливу частоти обертів робочого органу на продуктивність дробарки: а – щокова із складним рухом дробарка; б – конусна дробарка середнього дроблення.

У валкових дробарок коефіцієнти тертя і коефіцієнт врахування робочого середовища змінюються в значних межах та аналогічно до щокових дробарок вносять значну невизначеність в розрахунки робочого процесу валкової дробарки [2].

Відомі методи визначення енергії дробарок ударної дії ґрунтуються на двох підходах [3]. В першому випадку розглядається різниця кінетичної енергії до удару з матеріалом та після удару. Тут одразу постає задача у визначенні маси або об'єму матеріалу та його фізичних властивостей. Другий метод ґрунтується на використанні енергетичного показника, який представляє собою характеристику енергоємності процесу руйнування. На сьогодні існує емпірична залежність для визначення енергетичного показника, яка відображає пряму пропорційність від границі міцності на розтяг для матеріалів з межею міцності не нижче $\sigma_p = 160$ кгс/см². Проте ця залежність також не дає точної відповідності і має розкид до 30% [4]. Вплив на енергетичний показник колової швидкості, розмірів розвантажувального отвору та кута встановлення першої відбивної плити зображено на рис. 2.

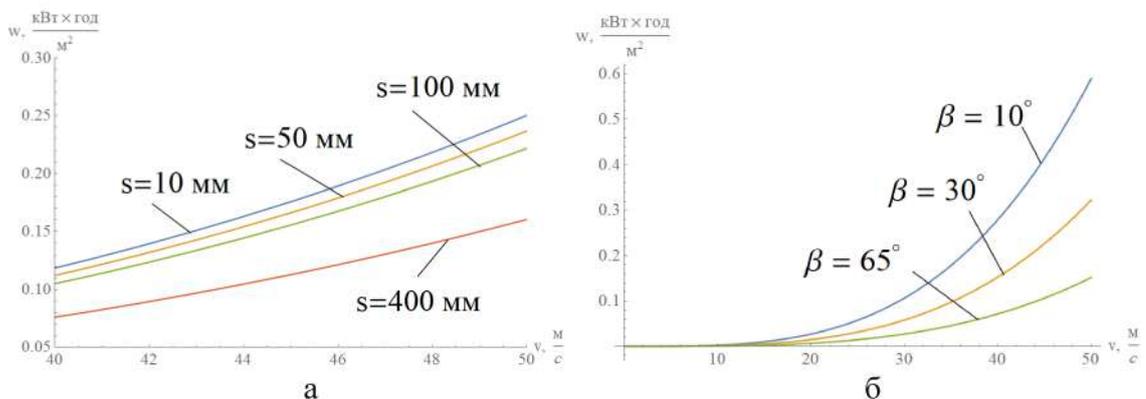


Рис. 2 - Графік залежності енергетичного показника від колової швидкості обертання ротора дробарки за умов: а – зміни розмірів розвантажувального отвору; б – зміни кута встановлення першої відбивної плити

Аналізуючи графік, рис. 2, а можна зробити висновок, що енергетичний показник для різних розмірів вихідного отвору не змінюється до швидкості

обертів в 20 м/с. Відносна зміна енергетичного показника із підвищенням швидкості для різних вихідних отворів в невеликому діапазоні є незначною. В свою чергу кут зміни встановлення першої відбивної плити має більший вплив на енергетичний показник, рис. 2, б.

Для опису залежності енергетичного показника від фізичних властивостей матеріалу був введений коефіцієнт K_s , який є відношенням міцності на розтяг матеріалу до його щільності. Графік залежності енергетичного показника від колової швидкості та для різних матеріалів представлено на рис. 3. З графіка рис. 3 можна зазначити про незначний вплив фізичних характеристик матеріалу на енергетичний показник.

Таким чином, в цілому для дробильних машин можна зазначити, що залежності для визначення параметрів механічного режиму включають в себе коефіцієнти із широким діапазоном зміни або взагалі є емпіричними. Більшість таких методик є складними в розрахунку через наявність параметрів, які визначаються експериментально для відповідних типів машин та конкретних умов роботи.

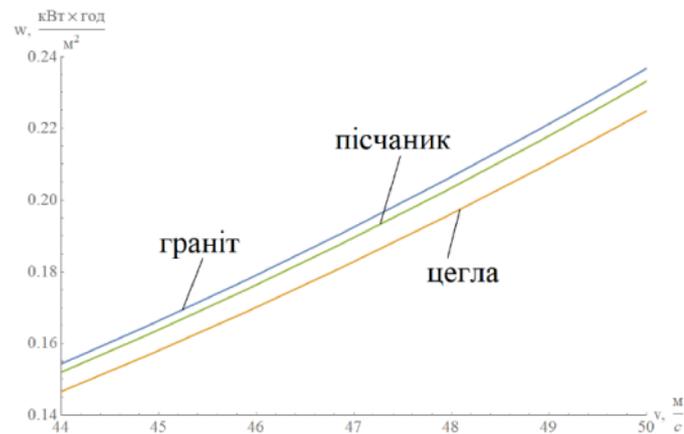


Рис. 3. Графік залежності енергетичного показника від колової швидкості обертання ротора дробарки для різних матеріалів

Розгляд оптимізації конструкції дробильної машини та створення науково-обґрунтованої методики розрахунку основних параметрів слід починати із аналізу затрат енергії на процес руйнування в камері дроблення дробильних машин. Аналізуючи основні енергетичні закони дроблення матеріалів можна помітити, що вони включають в себе коефіцієнти пропорційності. З метою оцінки їх впливу на розрахунок енергозатрат та визначення діапазону їх зміни було проведено відповідне дослідження з використанням параметрів реальних дробильних машин. Для цього було розраховано значення питомої енергоємності для кожного типу машини та з врахуванням фізичних властивостей дробленої породи. Далі був визначений діапазон зміни коефіцієнту пропорційності для відповідного класу машин. Для закону Ріттінгера відповідні графіки зображено на рис. 4, а [5].

У більшості дробильних машин із прийнятої вибірки коефіцієнт Ріттінгера змінюється в межах від 0 до 5. Слід відмітити, що коефіцієнт

пропорційності в залежності Ріттингера не має методики розрахунку і визначається експериментальним методом. Аналогічний підхід був використаний при дослідженні коефіцієнту пропорційності енергетичного закону Кірпічева-Кіка, рис. 4, б. Графіки для інших типів машин представлені в дисертаційній роботі. Коефіцієнт пропорційності по Кірпічеву-Кіку змінюється в дуже широких межах. Це в свою чергу свідчить про те що при руйнуванні матеріалів дробильною машиною велика частина енергії витрачається на супутні процеси.

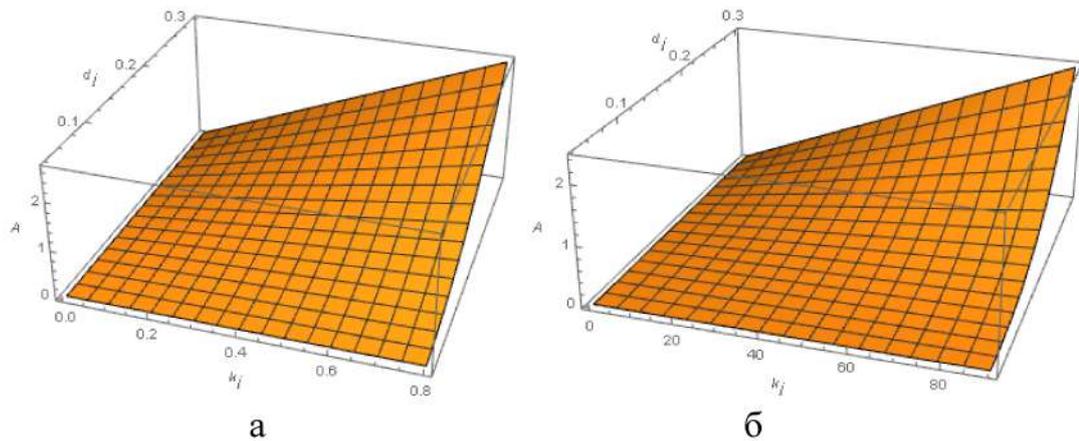


Рис.4. Графіки залежності коефіцієнта пропорційності від затрачуваної енергії для щокочових дробарок: а – теорія Ріттингера; б – теорія Кірпічева-Кіка.

Для аналізу енергетичного закону Бонда була використана модифікована залежність Свенсена і Мюркеса [6]:

$$A_{с.м.} = A_0 \left[(100/k_{80})^m - (100/k_m)^m \right], \quad (1)$$

де A_0 – фактор пропорційності; k_{80} – розмір ланки сита, крізь які проходить 80% продукту дроблення; m – коефіцієнт, який визначається експериментальним шляхом ($m = 0,8-1,3$).

З графіка рис. 5 стає зрозуміло, що якщо коефіцієнт K_{80} буде дорівнювати коефіцієнту K_m , то робота по скороченню розмірів матеріалу виконана не буде. Це видно з графіка – точка 46,1789 по осі абсцис. Отже чим більша різниця між коефіцієнтами K_{80} та K_m тим більше енергії витрачається. Коефіцієнт m може характеризувати фізичні властивості матеріалів, такі як міцність. Червона рамка на графіку, рис. 5 відображає діапазон енергозатрат реальних машин відносно коефіцієнта K_{80} .

Із аналізу зазначених законів можна відмітити, що більшість виробників використовує енергетичний закон Бонда при проектування дробильного обладнання. Тут слід відмітити, що закон Бонда також включає відповідний коефіцієнт пропорційності та потребує експериментального визначення індексу роботи для відповідного матеріалу. Якщо збільшити зону на графіку рис. 5, яка знаходиться всередині рамки, то криві при різних m не співпадають. Таким чином наявність коефіцієнтів пропорційності в залежностях для визначення енергозатрат вказує на значні розбіжності між необхідними затратами енергії та розрахованими.

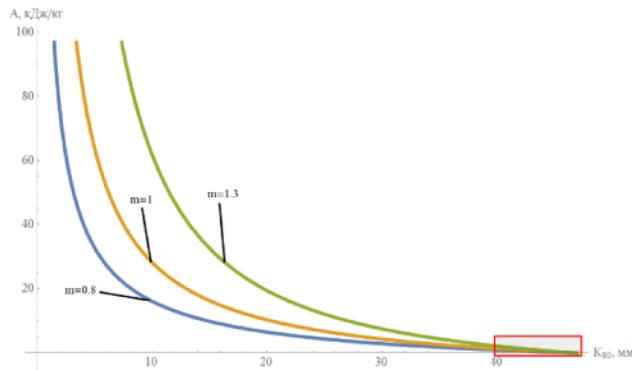


Рис. 5. Графік залежності затрат енергії від розміру ланки сита K_{80}

В роботах[5-7] наведені ключові результати, що підтверджують гіпотези та прийняті фізичні та математичні моделі.

Висновок

На основі виконаних досліджень розроблена теорія спільного руху системи «подрібнювач – матеріал» як єдиної, що здійснює процес подрібнення із врахуванням потоку енергії і інформації у всіх елементах такої системи. Практичним результатом роботи є вдосконалені існуючі та створені нові алгоритми та методи розрахунку дробильного обладнання статичної та динамічної дії.

Література

1. Robert C. Dunne (2019) Mineral Processing & Extractive Metallurgy Handbook. Society for Mining, Metallurgy & Exploration, USA, p. 2258. ISBN 978-0-87335-385-4.
2. Bearman, R.T. Jaw and Impact Crushers. In *SME Mineral Processing and Extractive Metallurgy Handbook*; Society for Mining, Metallurgy, and Exploration, Inc.: Englewood, CO, USA, 2019; p. 367.
3. Yevhen Mishchuk, Ivan Nazarenko (2023) Analysis of the energy laws of material destruction. *Strength of Materials and Theory of Structures*. 2023, 294-315. 10.32347/2410-2547.2023.110.294-315. № 110.
4. Bearman, R.; Barley, R.; Hitchcock, A. Prediction of power consumption and product size in cone crushing. *Miner. Eng.* 1991, 4, 1243–1256.
5. Назаренко І.І., Міщук Є.О. (2024) Механіка машин і процесів подрібнення кам'яних матеріалів: монографія. Київ: «Видавництво Людмила». ISBN 978-617-555-256-8.
6. Mishchuk, Y., I.I.Nazarenko, D.O.Mishchuk Definition of rational operating modes of a vibratory jaw crusher. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*. 2021, (4): 056 – 062.
7. Mishchuk, Y., Nazarenko, I., Mishchuk, D., Ruchynskiy, M., Rogovskii, I., Mikhailova, L., Titova, L., Berezoviy, M., & Shatrov, R. Determination of energy characteristics of material destruction in the crushing chamber of the vibration crusher. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 4(7(112)), 41–49.

ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ БУДІВЕЛЬНИХ МАШИН ШЛЯХОМ МОНІТОРИНГУ ЇХ ПАРАМЕТРІВ В РЕАЛЬНИХ УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ПРИ БУДІВНИЦТВІ ДОРІГ

Віктор НЕЧИПОРУК¹, Дмитро АЛЬБЕЩЕНКО¹

¹Здобувач третього рівня вищої освіти (аспірант) кафедри машин і обладнання технологічних процесів Київського національного університету будівництва і архітектури, м. Київ, Україна.

Моніторинг параметрів будівельних машин для будівництва доріг в реальних умовах їх експлуатації є необхідною умовою забезпечення заданих технологією процесів та передбачити вдосконалення сервісного обслуговування. Це іще важливо тому, що вдосконалення сервісного обслуговування відкриває можливість контролю ризиків простою машини, а заміна будь якої збірної одиниці дешевше ремонту. Технологія будівництва доріг передбачає здійснення таких основних процесів: формування земляного полотна (виїмка, переміщення та укладання ґрунту), формування геометрії дороги, доставка відповідної суміші (асфальтобетонна або бетонна) на місце будівництва дороги, укладання та ущільнення дороги. Реалізація технологічних процесів будівництва дороги забезпечується використанням дорожньої та будівельної техніки: землерийні та землерийно-транспортні машини (екскаватори, бульдозери, скрепери, фронтальні навантажувачі); машини для планування та профілювання(автогрейдери, планувальники узбіччя); техніка для виготовлення та перевезення асфальтобетонних та бетонних сумішей (асфальтобетоновози, автобетонозмішувачі, автоцементовози, бетононасоси); машини для ущільнення укладених сумішей(котки, загладжувачі вібраційні рейки, вібраційні плити), допоміжне обладнання(автомобільний кран). Всі ці машини являють собою досить складні об'єкти, що складаються із багатьох взаємозалежних елементів різної конструкції й принципів дії: металеві конструкції, тягові органи, механічні передачі, двигуни, електричні й гідравлічні системи. У роботах розроблені стохастичні моделі, використання яких при проектуванні машин дозволяє прогнозувати зміну імовірності безвідмовної роботи в залежності від наробітку у випадку раптових механічних відмов.

Відомо, що діагностика стану, усунення виявлених дефектів, заміна та реконструкція окремих вузлів вимагають значно менших витрат порівняно із введенням нових потужностей. Удосконалення ремонтів та технічного обслуговування обладнання на основі аналізу його пошкодження є одним з ефективних напрямків підвищення надійності та зниження експлуатаційних витрат. Однією з важливих умов, що забезпечують можливість зміни існуючих підходів до ремонту обладнання, має бути виключення великої кількості непланових ремонтів, спричинених низькою надійністю окремих вузлів

обладнання. В роботі з дослідження надійності зазначено, що більшість робіт містить інформацію щодо відмов, що відбулися в процесі експлуатації, у невеликій кількості робіт представлена інформація щодо пошкоджень, виявлених при ремонті. Компанія «Volvo ACTIVE CARE» запропонувала телематичну систему, яка дистанційно стежить за станом техніки, її інтелектуальний телематичний сервіс об'єднує в собі не тільки моніторинг стану машин, а і формування щотижневих звітів, що дає можливість зменшити тривалість простоїв. Віддалений аналіз дає масу переваг, серед яких виявлення проблем до того, як вони призведуть до виходу із ладу обладнання, завчасний облік всіх можливих відмов при плануванні техобслуговування.

Для аналізу даних вимірювань параметрів необхідне уточнення поняття «робочого циклу», наприклад, можна визначити його як проміжок часу між двома виключеннями або зупинками приводу на холостий хід. Визначення коефіцієнта використання машини розраховується за формулою:

$$K_B = (T_p - T_{пр})/T_p, \quad (1)$$

де T_p і $T_{пр}$ – час роботи і простою відповідно. Однак, значення K_B , варто обчислювати за часом фактичного використання машини (за сумарною тривалістю робочих циклів), тобто за формулою:

$$K_B = (T_p - T_{пр} - T_{хх})/T_p, \quad (2)$$

де $T_{хх}$ - тривалість роботи машини на холостому ході.

Аналіз вихідних статистичних даних, які отримані при моніторингу експлуатації, дозволяє визначити реальний коефіцієнт використання машини. Отже для моніторингу ефективності машини, необхідна чітка передумови ідентифікація її станів.

На основі загальних законів теорії надійності можна визначити наступні стани:

$S_{р.с.}$ – робочий стан, коли машина виконує потрібну функцію, можливо, з оптимальною продуктивністю. Ця тривалість фактичного робочого періоду виробництва включає необхідні технологічні холості ходи. Очевидно, що при цьому машина знаходиться в працездатному стані і забезпечена необхідними зовнішніми ресурсами;

$S_{з.н.с.}$ – запланований неробочий стан, коли використання машини не планується через економічні бізнес-рішення. Заплановані перерви (зазвичай їх планують передчасно) визначаються, наприклад, з причини вихідних днів, перебазування машини т.п. Цей стан може плануватися на експлуатаційному, тактичному і стратегічному рівнях. Наприклад, експлуатаційне (короткострокове) планування неробочих періодів, як правило, робиться на один тиждень;

$S_{н.с.}$ – непрацездатний стан, який часто називають "внутрішнім"

неробочим станом, обумовленим або відмовою машини або нездатністю виконувати необхідну функцію протягом превентивного обслуговування. Цей стан зазвичай передбачає наявність відмови певної збірної одиниці чи деталі (тобто не запланований простій) і стан незавершеності технічного обслуговування (тобто стан превентивного обслуговування, виконуваного за графіками технічного обслуговування);

$S_{н.п.с}$ - не використовується працездатний стан. Це стан, коли технічно справна машина не застосовується по призначенню.

Отже, в результаті розглянутого визначення станів можна записати:

$$T_{з\ \Sigma} = T_{L_{я.п.}} + T_{L_{з.н.с.}} + T_{L_{н.с.}} + T_{L_{н.п.с.}}, \quad (3)$$

де $T_{я.п.}$ - втрати робочого часу машини, зв'язані зближенням якості й продуктивності роботи; $T_{L_{з.н.с.}}$, $T_{L_{н.с.}}$ і $T_{L_{н.п.с.}}$ - втрати часу, які зв'язані з перебуванням машини в стані $S_{L_{з.н.с.}}$, $S_{L_{н.с.}}$, $S_{L_{н.п.с.}}$ тривалості відповідно запланованих неробочих періодів, перебування машини у непрацездатному стані (внутрішній неробочий стан), простоїв працездатної машини (зовнішній неробочий стан).

Відповідно до встановлених станів для оцінки рівня ефективності складена класифікація часу машини (рис. 1), де у вигляді діаграми показана відповідність категорій часу роботи машини і втрат ефективності за залежністю (3).

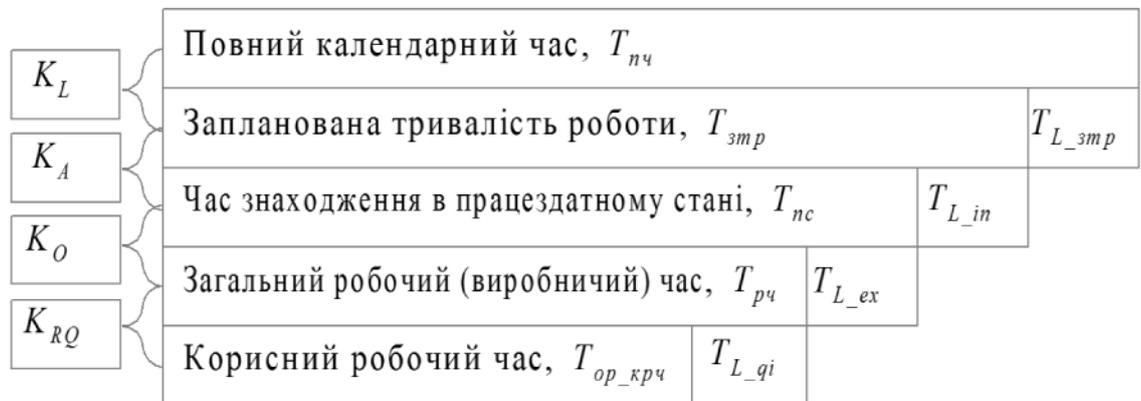


Рис. 1 – Модель використання часу будівельної машини.

Корисний або ефективний робочий час $T_{р.ч}$ є теоретичним часом, який є необхідним даного обсягу продукції при еталонній продуктивності, тобто без втрат продуктивності і якості. Вибір методу моніторингу параметрів машини визначається сукупністю таких факторів: режим роботи машини, фізична природа параметра, що контролюється, доступність до параметра моніторингу, рівень деградації та вимоги до точності та оперативності моніторингу. Структурна схема моніторингу ефективності використання будівельної машини приведена на рисунку 2.

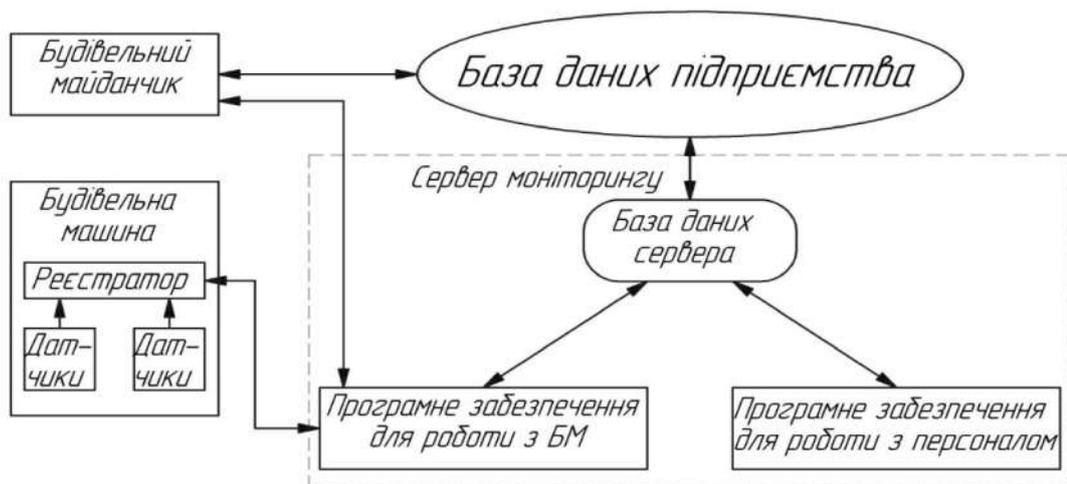


Рис. 2 – Структурна схема моніторингу ефективності використання будівельної машини.

На основі структурної схеми (рис.2) розроблена функціональна схема моніторингу параметрів будівельних машин для будівництва доріг в реальних умовах їх експлуатації (рис. 3), який відображає всі блоки дослідження. Так в блок системи датчиків входить: параметри; потужність, тиск гідравліки, температура, швидкість руху, забруднення масла; в блок збір та фільтрація даних: фільтри шуму та нормалізація; в аналітичний блок: пороговий контроль, трендовий аналіз, спектральний аналіз, індекс технічного стану; в блок надійності та прогнозу ресурсу: інтенсивність відмов, імовірність безвідмовної роботи, залишковий ресурс; в блок пропозиції до експлуатації: корекція режиму; інформація оператора; технічне обслуговування.



Рис. 3 – Функціональна схема моніторингу параметрів машини в реальному режимі її експлуатації.

Висновок

1. Для аналізу даних вимірювань параметрів машин уточнено поняття «робочий цикл» та приведена методика розрахунку коефіцієнта використання машини.

2. Розроблена функціональна схема моніторингу параметрів машини для оцінки ефективності в реальному режимі її експлуатації.

Література

1. ДСТУ 9258:2023. Настанова з організації виконання будівельних робіт (чинний з 01.07.2024).

2. В. Л. Баладінський, І. І. Назаренко, О. Г. Онищенко. Будівельна техніка: підручник. К.: КНУБА, 2012.

3. В. П. Волков та ін. Методи та засоби дистанційного контролю технічного стану автомобіля: монографія. Харків: ФОП Панов А. М., 2019. 320 с.

4. <https://volvocar-kyivwest.com.ua>

5. В. Є. Канарчук, С. К. Полянський, М. М. Дмитрієв. Надійність машин: підручник / – Київ : Либідь, 2003. – 424 с

УСТАНОВКА ДЛЯ ПРОКОЛУ ҐРУНТУ ПРИ БЕЗТРАНШЕЙНІЙ ПРОКЛАДЦІ ПІДЗЕМНИХ КОМУНІКАЦІЙ

Олександр ОРИСЕНКО¹, Микола НЕСТЕРЕНКО²

¹Кандидат технічних наук, завідувач кафедри галузевого машинобудування та мехатроніки, Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», м. Полтава, Україна

²Кандидат технічних наук, доцент кафедри галузевого машинобудування та мехатроніки, Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», м. Полтава, Україна

Безтраншейні технології прокладання підземних комунікацій набувають дедалі більшого поширення у сучасному будівництві, оскільки дозволяють значно зменшити обсяги земляних робіт, знизити витрати матеріальних і трудових ресурсів, а також мінімізувати негативний вплив на навколишнє середовище та існуючу інфраструктуру. Особливо актуальними такі технології є в умовах щільної міської забудови, на схилах місцевості, а також у місцях з обмеженим доступом для важкої будівельної техніки.

Одним із поширених методів безтраншейної прокладки підземних комунікацій є метод проколу ґрунту, який передбачає утворення свердловини без видалення ґрунту шляхом його ущільнення. Проте більшість відомих технічних рішень у цій сфері орієнтовані переважно на виконання горизонтальних свердловин або допускають відхилення від горизонталі лише на незначні кути, що істотно обмежує сферу їх практичного застосування.

У зв'язку з цим актуальною є задача вдосконалення установок для проколу ґрунту з метою розширення їх функціональних можливостей, зокрема забезпечення виконання свердловин під більшими кутами до горизонту.

Відомий пристрій для утворення в ґрунті свердловин методом проколу містить гідропривід, механізм подачі зі штоком, складену штангу та проколюючий наконечник кулеподібної форми з конусною проколюючою та циліндричною калібруючою частинами [1]. Така конструкція є ефективною для утворення горизонтальних свердловин, однак не забезпечує можливості керованої зміни напрямку проколу у вертикальній площині.

Більш удосконалене технічне рішення дозволяє виконувати прокол ґрунту не лише в горизонтальній площині, а й під незначним кутом до горизонту за рахунок використання регулюючої планки з висувними гвинтовими опорами [2]. Незважаючи на це, кут нахилу свердловини, який може бути реалізований за допомогою такого пристрою, є обмеженим, що зменшує ефективність його використання на складному рельєфі або при необхідності прокладання комунікацій під значним кутом.

Спільними суттєвими ознаками відомих пристроїв та запропонованої установки є наявність гідроприводу, механізму подачі зі штоком, опорної плити, складеної штанги та проколюючого наконечника.

Метою роботи є вдосконалення установки для проколу ґрунту при безтраншейній прокладці підземних комунікацій шляхом розширення її функціональних можливостей.

Основною задачею є забезпечення можливості виконання проколу ґрунту, розширення свердловини та прокладання трубопроводу під кутом до 30° відносно горизонту, що дозволяє застосовувати установку в складних інженерно-геологічних умовах та на схилах місцевості.

Поставлена задача вирішується за рахунок того, що в удосконаленій установці механізм проколу закріплений на рухомій рамі, яка має шарнірне з'єднання з нерухомою рамою та може повертатися відносно неї у вертикальній площині на кут до 30° [3].

Установка (рис.1) містить: рухому раму 1, нерухому раму 2, вісь шарнірного з'єднання 3, гідроциліндри 4, приєднані до рухомої рами, регулюючий гвинт 5 зі сферичною опорою для фіксації потрібного кута нахилу, затискний пристрій 6, стопорний палець 7, складену штангу 8, проколюючий наконечник 9 або розширювач з юбкою для приєднання труби.

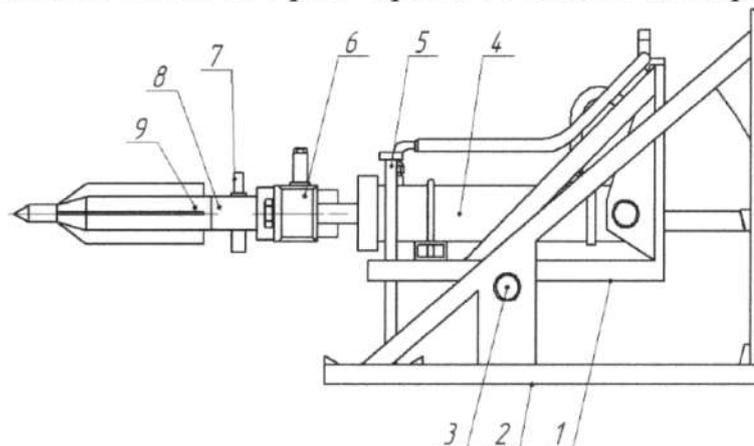


Рис. 1 – Загальний вигляд установки

Наявність регулюючого гвинта зі сферичною опорою забезпечує плавне та точне налаштування кута нахилу рухомої рами, що підвищує точність виконання свердловини та стабільність роботи установки.

При виконанні робіт установка розміщується на дні стартового прямока на дерев'яному піддоні (рис.2). Для зменшення питомого тиску на стінки прямока під опорну плиту нерухомої рами встановлюють дерев'яні бруси.

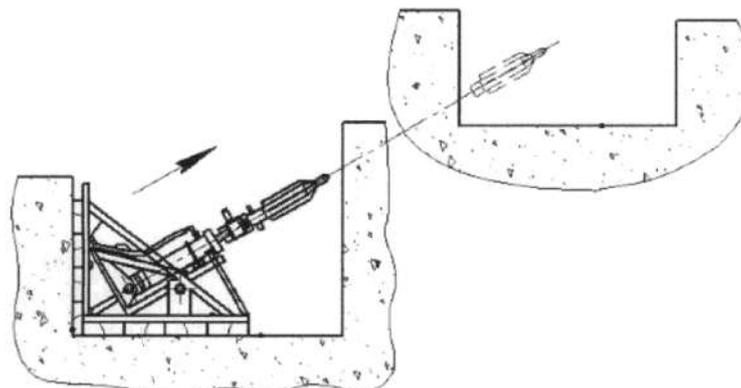


Рис. 2 – Виконання проколу за допомогою установки

Після підключення установки до гідростанції або гідросистеми машини робоча рідина подається до гідроциліндрів, унаслідок чого відбувається висування штоків із затискним пристроєм. Складена штанга, зафіксована у затискному пристрої, передає зусилля на проколюючий наконечник, який здійснює прокол ґрунту.

Після завершення ходу штоків затискний пристрій повертається у початкове положення, при цьому штанга та наконечник залишаються в ґрунті. Далі процес повторюється до виходу наконечника в протилежний пріямок.

На наступному етапі проколюючий наконечник замінюється розширювачем з юбкою, до якої приєднується труба. Установка розвертається в стартовому пріямку на 180° та виконується витягування складеної штанги з одночасним розширенням свердловини і протягуванням трубопроводу.

Запропонована конструкція установки забезпечує такі переваги:

- можливість виконання проколу та розширення свердловин під кутом до 30° відносно горизонту;
- розширення сфери застосування установки на ділянках зі складним рельєфом;
- підвищення універсальності та функціональних можливостей обладнання;
- зменшення потреби у додаткових земляних роботах;
- зниження вартості та тривалості виконання будівельних робіт.

Висновки

Удосконалена установка для проколу ґрунту при безтраншейній прокладці підземних комунікацій дозволяє ефективно виконувати прокол, розширення свердловин і прокладання трубопроводів під кутом до 30° відносно горизонту. Введення рухомої рами з шарнірним з'єднанням і регулюючим гвинтом істотно розширює функціональні можливості установки та підвищує ефективність її використання в реальних умовах будівництва.

Література

1. Пат. 53907 Україна, МПК 7 E02F5/18. Пристрій для утворення в ґрунті горизонтальної свердловини методом проколу /Бедських В.Я.; заявник Бедських В.Я. – № 2002021457; заявл. 21.02.2002; опубл. 17.02.2003, Бюл. №2, 2003.

2. Пат. 67560 Україна, МПК E02F 5/18 (2006.01). Установка для проколу ґрунту та розширення горизонтальних свердловин при безтраншейній прокладці 5 підземних комунікацій / Супонев В.М., Каслін М.Д., Руднев В.К., Олексин В.І.; заявник Супонев В.М., Каслін М.Д., Руднев В.К., Олексин В.І. - № u201109739; заявл. 05.08.2011; опубл. 27.02.2012, Бюл. № 4,2012.

3. Пат. 140766 Україна. МПК E02F 5/18 (2006.01). Установка для проколу ґрунту та розширення свердловин / Орисенко О.В., Нестеренко М.М., Мартиненко Р.О., Яковенко А.М., Запорожець М.О. заявник і патентовласник Нац. ун-т ім. Ю. Кондратюка. – № u 201908728; заявл. 19.07.2019; опубл. 10.03.2020. Бюл. №5,2020.

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ ТЕМПЕРАТУРИ РОБОЧОЇ РІДИНИ ГІДРОПРИВОДІВ МОБІЛЬНИХ МАШИН

Ігор ПІМОНОВ¹, Андрій ЄФІМЕНКО², Михайло ТКАЧЕНКО³

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

²*Здобувач третього рівня вищої освіти (аспірант), кафедра ЕВСБДМ, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна*

³*Здобувач третього рівня вищої освіти (аспірант), кафедра ЕВСБДМ, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна*

У статті наведено результати дослідження динаміки температури робочої рідини гідроприводів мобільних машин у різних режимах експлуатації. Проаналізовано вплив навантаження, режимів роботи гідронасоса, втрат енергії та умов тепловіддачі на процеси нагрівання та охолодження робочої рідини. Запропоновано математичну модель теплового балансу гідросистеми, що дозволяє прогнозувати температурні режими та обґрунтовувати заходи щодо термостабілізації. Показано, що контроль температури робочої рідини є ключовим фактором забезпечення надійності та енергоефективності гідроприводів мобільних машин.

Гідроприводи мобільних машин працюють в умовах змінних навантажень, циклічних режимів і обмежених можливостей тепловідведення. Температура робочої рідини істотно впливає на в'язкісні властивості, коефіцієнти корисної дії гідроагрегатів, герметичність ущільнень та загальну надійність гідросистеми. Надмірне підвищення температури призводить до інтенсифікації зносу, зростання внутрішніх витоків і зниження експлуатаційної продуктивності машин.

У зв'язку з цим актуальним є дослідження динаміки температури робочої рідини гідроприводів мобільних машин та розроблення методів її прогнозування і стабілізації.

У наукових працях розглянуто питання теплових процесів у гідросистемах, зокрема визначення втрат потужності, тепловіддачі через поверхні баків та трубопроводів, а також застосування теплообмінників. Разом із тим більшість досліджень базується на стаціонарних режимах, тоді як реальні умови експлуатації мобільних машин характеризуються нестаціонарними тепловими процесами, що потребує поглибленого аналізу динаміки температури.

Метою роботи є дослідження динаміки температури робочої рідини гідроприводів мобільних машин та визначення факторів, що впливають на її зміну в часі.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

- проаналізувати джерела тепловиділення в гідроприводах;
- розробити математичну модель теплового балансу гідросистеми;
- дослідити вплив режимів роботи на динаміку температури робочої рідини;
- обґрунтувати заходи з термостабілізації гідроприводів.

Основними джерелами тепла в гідроприводі є:

- об'ємні та механічні втрати в гідронасосах і гідродвигунах;
- гідравлічні втрати в трубопроводах і розподільниках;
- дроселювання потоку робочої рідини.

Потужність тепловиділення може бути визначена як різниця між вхідною та корисною потужністю:

$$N_t = N_{вх} - N_{вих} \quad (1)$$

Динаміка температури робочої рідини описується рівнянням теплового балансу:

$$mc \frac{dT}{dt} = N_t - \alpha A(T - T_n) \quad (2)$$

- де m - маса робочої рідини, кг;
 c - питома теплоємність;
 T - температура робочої рідини, °С;
 T_n - коефіцієнт тепловіддачі;
 A - площа тепловіддачі.

Розв'язання цього рівняння дозволяє визначити зміну температури в часі за різних режимів роботи.

Експериментальні дослідження проводилися на мобільній машині в умовах реальної експлуатації. Температура робочої рідини вимірювалась у гідробаку та на виході з гідронасоса за допомогою цифрових термодатчиків.

Результати показали, що при тривалих режимах роботи з високим навантаженням температура робочої рідини може перевищувати допустимі значення, що призводить до зниження ККД гідропривода.

Експериментальні дослідження проводилися з метою визначення зміни температури робочої рідини гідропривода мобільної машини в часі за різних умов тепловідведення. Вимірювання здійснювалися цифровими термодатчиками, встановленими в гідробаку, з інтервалом 10 хвилин.

Дослідження проводилися у двох режимах:

- без застосування системи охолодження;
- з використанням теплообмінника.

Зменшення температури робочої рідини сприяє підвищенню загального ККД гідропривода:

$$\eta = f(T), \quad \frac{d}{dT} < 0 \quad (3)$$

Таблиця 1

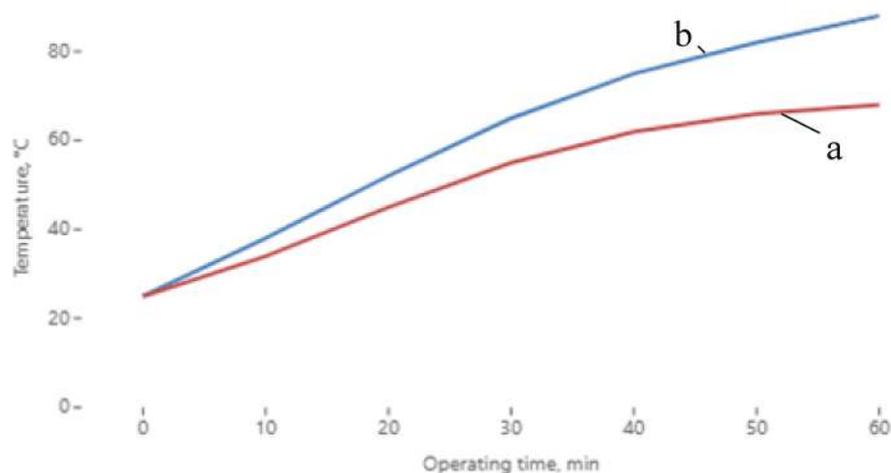
Динаміка температури робочої рідини гідропривода

Час роботи, хв	Температура без охолодження, °С	Температура з теплообмінником, °С	Температура навколишнього середовища, °С
0	25	25	20
10	38	34	20
20	52	45	21
30	65	55	21
40	75	62	22
50	82	66	22
60	88	68	22

Експериментально встановлено, що зниження температури на 10 °С забезпечує зростання ККД гідропривода на 3–5 %, а також подовжує ресурс ущільнень і насосних агрегатів.

Отримані експериментальні дані підтверджують, що:

- температура робочої рідини змінюється за нестационарним законом;
- відсутність системи охолодження призводить до перевищення допустимих температур;
- застосування теплообмінників є ефективним засобом термостабілізації гідроприводів мобільних машин.



a – температура з теплообмінником

b – температура без охолодження

Рис. 3 - Порівняння температурних режимів гідропривода

Отримані результати свідчать, що динаміка температури має виражений нестационарний характер. Після запуску машини спостерігається інтенсивне зростання температури, яке з часом уповільнюється та переходить у

квaziстаціонарний режим. Впровадження теплообмінників та оптимізація режимів роботи дозволяють знизити максимальну температуру на 10–15 °С.

Висновки

1. Температура робочої рідини є важливим параметром, що визначає ефективність і надійність гідроприводів мобільних машин.
2. Запропонована модель теплового балансу дозволяє адекватно описувати динаміку температури робочої рідини.
3. Нестационарний характер теплових процесів потребує врахування режимів роботи та умов тепловіддачі.
4. Термостабілізація гідроприводів є ефективним засобом підвищення їх експлуатаційних показників.

Література

1. Hydraulic and pneumatic systems in tractor construction: a study guide / V. B. Samorodov, G. A. Avrunin, I. G. Kyrychenko, A. I. Bondarenko, E. S. Pelypenko: edited by. V. B. Samorodov.; NTU "KhPI", Kharkiv: FOP Panov A. M., 2020, 524 p.
2. Avrunin G.A. Hydraulic equipment of construction and road machines: textbook / (G. A. Avrunin, I. G. Kyrychenko, V. B. Samorodov); under the editorship G. A. Avrunin. - Kharkiv: Khnadu, 2016. - 438 p.
3. Пімонов І. Г., Пенкіна Н. П., Ярижко О. В., Мощенок В. І., Салій Ю. Л. Вплив прогріву робочої рідини на підвищення експлуатаційних показників гідроприводів мобільних машин. Підйомно-транспортна техніка, 2025. №2 (70). С. 65-77 DOI:10.15276/pidtt.2.70.2025.06
4. ДСТУ ISO 4413:2002. Гідроприводи об'ємні. Загальні правила за стосування (ISO 4413:1998, IDT. – Держпоживстандарт України. – Київ : 2005. – 31с

ВИЗНАЧЕННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ГІДРОПРИВОДА БУДІВЕЛЬНОЇ МАШИНИ ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ ПРОДУКТИВНОСТІ

Ігор ПІМОНОВ¹, Олександр ЯРИЖКО², Наталія ПЕНКІНА³

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

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

В роботі розглянуті питання підвищення експлуатаційної продуктивності будівельних машин шляхом раціонального вибору та оптимізації параметрів їх гідроприводів. Проаналізовано основні фактори, що впливають на ефективність роботи гідросистем, зокрема тиск, подачу робочої рідини, об'ємні та механічні втрати, температурні режими. Запропоновано підхід до визначення раціональних параметрів гідропривода з урахуванням умов експлуатації, режимів навантаження та вимог до енергоефективності. Показано, що оптимізація параметрів гідропривода дозволяє суттєво підвищити продуктивність машини та знизити експлуатаційні витрати.

Гідроприводи широко застосовуються у будівельних і дорожніх машинах завдяки високій питомій потужності, плавності регулювання швидкості та здатності працювати в умовах значних змін навантаження. Разом із тим, реальна експлуатаційна продуктивність машин часто не відповідає їх потенційним можливостям, що пов'язано з нераціональним вибором параметрів гідропривода, підвищеними втратами енергії та несприятливими умовами роботи.

У сучасних умовах зростання вимог до ефективності, надійності та економічності будівельної техніки актуальним є завдання визначення таких параметрів гідропривода, які забезпечують максимальну продуктивність за мінімальних енергетичних і експлуатаційних витрат.

У наукових працях вітчизняних і зарубіжних авторів значна увага приділяється дослідженню енергетичних характеристик гідроприводів, методам зниження втрат у гідросистемах, а також адаптивному керуванню потоками робочої рідини. Проте більшість досліджень орієнтована на окремі елементи гідропривода (насоси, гідродвигуни, розподільники), тоді як комплексний підхід до вибору раціональних параметрів з урахуванням реальних експлуатаційних режимів потребує подальшого розвитку.

Метою роботи є визначення раціональних параметрів гідропривода будівельної машини, що забезпечують підвищення її експлуатаційної продуктивності.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

- проаналізувати вплив основних параметрів гідропривода на продуктивність машини;
- визначити критерії раціональності параметрів гідросистеми;
- обґрунтувати підхід до оптимізації параметрів гідропривода з урахуванням умов експлуатації.

Експлуатаційна продуктивність будівельної машини значною мірою визначається такими параметрами гідропривода:

- номінальний та максимальний тиск у системі, який визначає силові можливості робочих органів;
- подача гідронасоса, що впливає на швидкість виконання робочих операцій;
- об'ємні та механічні коефіцієнти корисної дії, які характеризують втрати енергії;
- температура робочої рідини, від якої залежать в'язкість, втрати та надійність елементів системи.

Нераціональне підвищення тиску або подачі призводить до зростання втрат, перегріву робочої рідини та зниження ресурсу гідроагрегатів. Тому важливим є пошук компромісу між швидкістю виконання операцій і енергоефективністю.

Раціональні параметри гідропривода доцільно визначати на основі комплексного підходу, який включає:

- аналіз робочих циклів машини та характерних навантажень;
- математичне моделювання гідросистеми з урахуванням втрат;
- оцінку енергетичних і теплових режимів роботи;
- експериментальну перевірку отриманих результатів.

Критерієм оптимальності може бути максимум експлуатаційної продуктивності за умови обмежень на споживану потужність, температуру робочої рідини та допустимі навантаження елементів гідропривода.

Математичне обґрунтування вибору раціональних параметрів гідропривода

Експлуатаційна продуктивність будівельної машини $Q_{експл}$ безпосередньо пов'язана з тривалістю робочого циклу та швидкістю гідропривода і може бути подана у вигляді:

$$Q_{експл} = \frac{V_p}{t_{ц}} \quad (1)$$

де V_p - об'єм виконаної роботи, м³;

$t_{ц}$ - тривалість робочого циклу, с.

Тривалість циклу значною мірою визначається швидкістю переміщення робочого органа, яка залежить від подачі гідронасоса:

$$v = \frac{Q_n \cdot \eta_{об}}{S} \quad (2)$$

де Q_n - подача насоса, м³/с;

$\eta_{об}$ - об'ємний ККД гідропривода;

S - ефективна площа поршня гідроциліндра, м².

Зусилля, яке розвивається на штоку гідроциліндра визначається рівнянням:

$$F = p \cdot S \cdot \eta_m \quad (3)$$

де p - робочий тиск у гідросистемі, Па;

η_m - механічний ККД гідропривода.

Збільшення тиску призводить до зростання зусилля, однак одночасно підвищує навантаження на елементи гідросистеми та теплові втрати.

Потужність, що споживається гідроприводом, визначається як:

$$N = \frac{p \cdot Q_m}{\eta_{заг}} \quad (4)$$

де $\eta_{заг} = \eta_{об} \cdot \eta_m$ - загальний ККД гідропривода.

При цьому втрати потужності:

$$N_{втр} = N_{вх} \cdot N_{вих} \quad (5)$$

що безпосередньо впливає на нагрів робочої рідини.

Підвищення температури робочої рідини можна оцінити за спрощеною залежністю:

$$\Delta T = \frac{N_{втр}}{c \cdot \rho \cdot Q_p} \quad (6)$$

де c - питома теплоємність рідини;

ρ - густина рідини;

Q_p - витрата робочої рідини.

Надмірне зростання температури знижує в'язкість, підвищує витоки та зменшує ресурс гідроагрегатів.

Таблиця 1

Результати експериментальних досліджень

Подача насоса Q_n , м ³ /с	Продуктивність $Q_{експ}$	Тиск p , МПа	Втрати потужності, кВт	Температура, °С	ККД η
0,0008	42	10	2,1	40	0,86
0,0010	55	12	2,9	50	0,84
0,0012	63	14	4,0	60	0,81
0,0014	66	16	5,4	70	0,77
0,0016	67	18	7,1	80	0,72

Рациональні параметри гідропривода визначаються з умови:

$$Q_{експл} \rightarrow \max, \quad (7)$$

за обмежень:

$$\begin{cases} p \leq p_{дон} \\ T \leq T_{дон} \\ N \leq N_{дв} \\ \eta_{заг} \geq \max \end{cases} \quad (8)$$

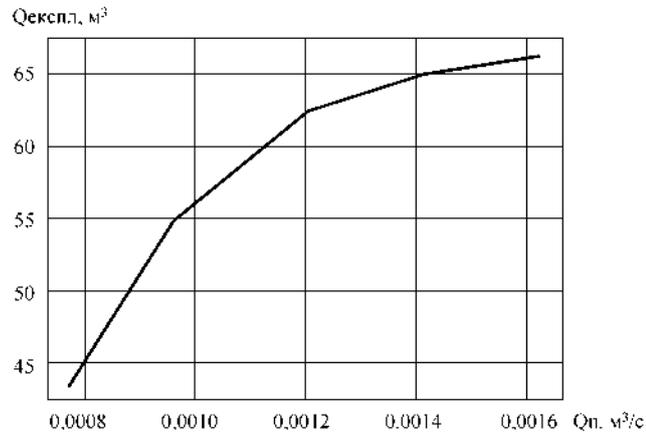


Рис. 1. - Залежність експлуатаційної продуктивності від подачі насоса

Показує насичення продуктивності при збільшенні подачі та підтверджує наявність раціонального діапазону подачі.

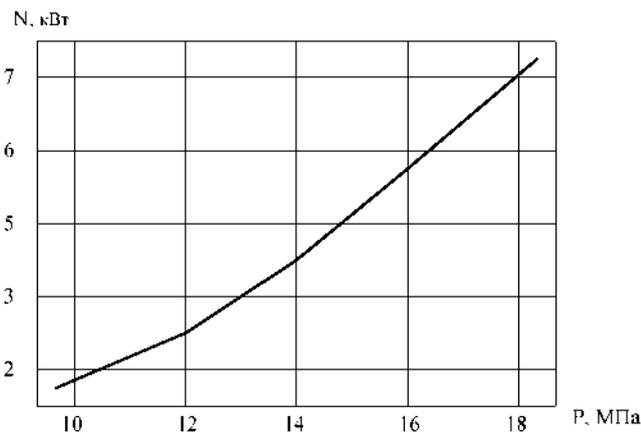


Рис. 2. - Залежність втрат потужності від робочого тиску

Демонструє різке зростання втрат при підвищенні тиску та обґрунтовує необхідність обмеження робочого тиску.

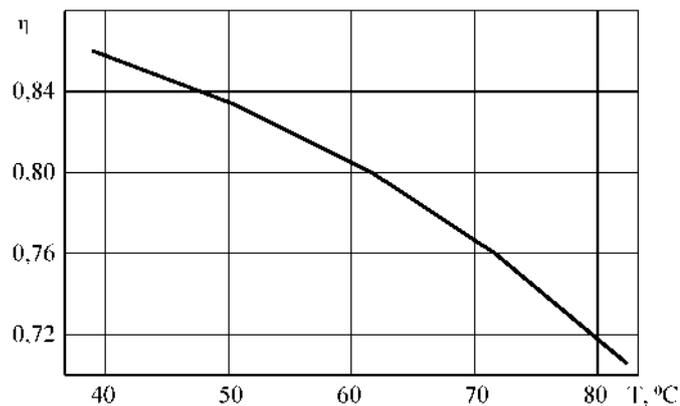


Рис. 3. - Вплив температури робочої рідини на загальний ККД

Показує зниження ККД при $T > 60-70^{\circ}\text{C}$ та підтверджує важливість термостабілізації.

Запропонований математичний апарат дозволяє кількісно оцінити вплив основних параметрів гідропривода на експлуатаційну продуктивність будівельної машини та обґрунтувати вибір їх раціональних значень.

Результати аналізу показують, що оптимізація параметрів гідропривода дозволяє:

- зменшити тривалість робочого циклу машини;
- знизити енергетичні втрати в гідросистемі;
- стабілізувати температурний режим роботи;
- підвищити загальну експлуатаційну продуктивність на 10–20 % залежно від типу машини та умов її використання.

Особливо ефективним є застосування регульованих гідронасосів і адаптивних систем керування, які дозволяють змінювати параметри гідропривода відповідно до поточних режимів роботи.

Висновки

1. Експлуатаційна продуктивність будівельної машини значною мірою залежить від раціонального вибору параметрів гідропривода.

2. Основними параметрами, що визначають ефективність роботи гідросистеми, є тиск, подача, коефіцієнти корисної дії та температурний режим.

3. Комплексна оптимізація параметрів гідропривода з урахуванням реальних умов експлуатації дозволяє підвищити продуктивність і зменшити експлуатаційні витрати.

4. Подальші дослідження доцільно спрямувати на впровадження інтелектуальних систем керування гідроприводами та використання цифрових двійників для їх оптимізації.

Література

1. Hydraulic and pneumatic systems in tractor construction: a study guide / V. B. Samorodov, G. A. Avrunin, I. G. Kyrychenko, A. I. Bondarenko, E. S. Pelypenko; edited by V. B. Samorodov.; NTU "KhPI", Kharkiv: FOP Panov A. M., 2020, 524 p.

2. Пімонов І.Г., Пенкіна Н.П., Ярижко О.В., Мощенок В.І., Салій Ю.Л. Розроблення розрахункової моделі для підігріву робочої рідини гідропривода мобільних машин. // Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету. 2025. Вип. 108. С. 139–143. <https://doi.org/10.30977/BUL.2219-5548.2025.108.0.139>

3. ДСТУ ISO 4413:2002. Гідроприводи об'ємні. Загальні правила застосування (ISO 4413:1998, IDT. – Держпоживстандарт України. – Київ : 2005. – 31с

СТРАТЕГІЧНЕ УПРАВЛІННЯ ТЕХНІЧНИМ СТАНОМ БУДІВЕЛЬНИХ І ДОРОЖНИХ МАШИН

Ігор ПІМОНОВ¹, Олександр ЯРИЖКО², Наталія ПЕНКІНА³

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

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

Процес експлуатації будівельної та дорожньої техніки в сучасних умовах вимагає переходу від традиційних, часто інертних підходів до динамічних, високотехнологічних стратегій управління активами. У центрі цієї трансформації стоїть еволюція систем технічного обслуговування та ремонту (ТОР), яка відображає ширший технологічний прогрес у галузі машинобудування, сенсорики та обробки великих даних. Традиційна система планово-попереджувальних ремонтів (ППР), яка десятиліттями була основою нормативної бази в Україні [1], повільно, але поступається місцем обслуговуванню за фактичним станом (Condition-Based Maintenance - CBM) та методології, орієнтованій на надійність (Reliability-Centered Maintenance - RCM) [2]. Ця зміна не є простою зміною термінології; вона представляє фундаментальний зсув у філософії інженерного менеджменту, де пріоритетом стає не виконання регламенту, а забезпечення функціональної готовності машини за мінімальних сукупних витрат.

Система планово-попереджувальних ремонтів (ППР) базується на концепції циклічності та прогнозованого зносу компонентів. Вона передбачає виконання технічних оглядів, обслуговувань та ремонтів через чітко визначені інтервали напрацювання, виражені в мото-годинах або в кілометрах та вписані в чіткі календарні терміни. Незважаючи на скасування деяких застарілих ресурсних кошторисних норм принципи ППР залишаються базовими для розрахунку вартості експлуатації техніки в будівництві.

Система ППР забезпечує високий рівень дисципліни персоналу та прогнозованість бюджетних витрат. Оскільки терміни сервісних операцій відомі заздалегідь, підприємство може планувати закупівлю запасних частин та завантаження ремонтних майстерень. Однак цей підхід ігнорує реальний стан конкретної одиниці техніки. На практиці це призводить до того, що деталі, які ще мають значний залишковий ресурс, замінюються новими лише тому, що так вимагає регламент. Це створює надлишкові витрати, які в масштабах великого флоту техніки можуть сягати значних сум.

З іншого боку, ППР не гарантує відсутності аварійних поломок між плановими циклами. Оскільки графік базується на середніх показниках,

випадкові фактори - такі як порушення режимів експлуатації, використання неякісного палива або екстремальні погодні умови - можуть спричинити відмову до настання чергового ТО. Таким чином, ППР часто виявляється одночасно і занадто дорогою через передчасні заміни, і недостатньо надійною через ігнорування поточних аномалій у роботі систем машини.

Перехід до системи обслуговування за технічним станом CBM (Condition-Based Maintenance) став відповіддю на обмеження традиційної системи ППР. В основі CBM лежить принцип: ремонт або обслуговування виконуються лише тоді, коли об'єктивні дані свідчать про таку необхідність. Це дозволяє максимально використовувати ресурс кожної деталі, не ризикуючи при цьому надійністю всієї машини. Для дорожньо-будівельної техніки, вартість простою якої може обчислюватися тисячами доларів на годину, цей підхід є критично важливим для збереження конкурентоспроможності.

Реалізація CBM потребує впровадження розвиненої системи діагностики. Вона базується на трьох основних технологічних стовпах: бортова телематика, аналіз робочих рідин та стаціонарний моніторинг критичних вузлів. Системи типу CAT Product Link, Komatsu KOMTRAX або JCB LiveLink трансформують сирі дані з датчиків у корисну інформацію про температуру, тиск, вібрацію та витрату палива. Ці дані передаються через супутникові або стільникові канали на сервери виробників та дилерів для подальшого аналізу.

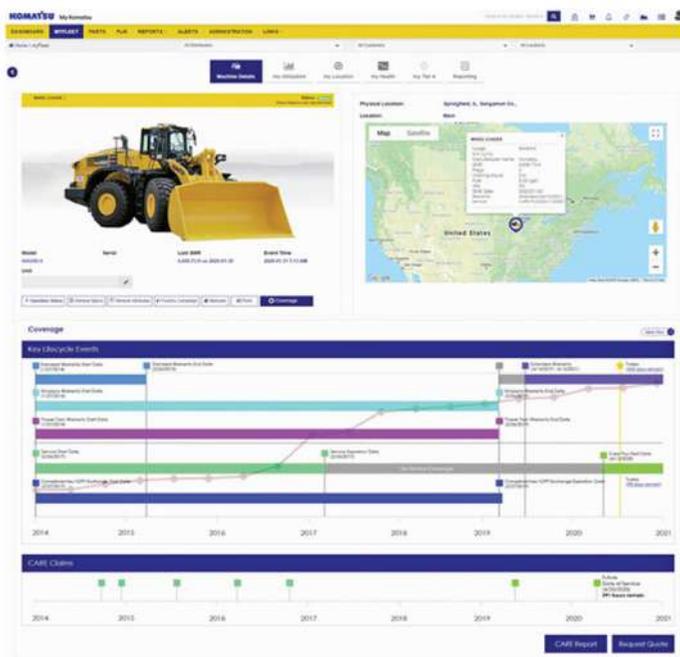


Рис. 1 - Використання системи Komatsu KOMTRAX для організації ТОР

Одним із найпотужніших інструментів CBM є аналіз відпрацьованих олив, відомий як S.O.S. (Scheduled Oil Sampling) у системі Caterpillar [3]. Спектральний аналіз дозволяє виявити наявність продуктів зносу (металевих

частинок), забруднювачів (пилу, води, палива) та зміну хімічних властивостей оливи задовго до того, як вони спричинять видимі пошкодження двигуна чи гідравліки. Наприклад, підвищений вміст заліза свідчить про знос гільз циліндрів або шестерень, хрому - про проблеми з поршковими кільцями, а міді - про знос підшипників або деталей гідронасосів.

Іншим критичним інструментом є вібраційний аналіз, який дозволяє ідентифікувати дисбаланс, розцентрування або пошкодження підшипників у вузлах, що обертаються. У поєднанні з термографією, яка виявляє аномальний нагрів електричних чи механічних компонентів, ці методи дають повну картину "здоров'я" машини. Ультразвуковий аналіз допомагає виявити витіки в пневматичних системах та дефекти змащування підшипників на ранніх стадіях.

Алгоритм роботи системи СВМ включає кілька обов'язкових етапів для перетворення сирих даних на управлінські рішення:

- встановлення нормальних робочих параметрів для кожної моделі машини, наприклад, діапазону температур 25–30°C для оптимальної роботи.
- розміщення сенсорів на критичних точках для моніторингу температури, тиску, вібрації та електричних параметрів.
- безперервна фіксація показників у реальному часі через IoT-пристрої.
- своєчасне сповіщення про відхилення від норми, що стає тригером для проведення сервісних робіт.

Застосування СВМ дозволяє знизити витрати на технічне обслуговування на 10–30% та зменшити час простою на 35–50% порівняно з реактивним підходом або жорстким ППР. Крім того, це сприяє підвищенню безпеки експлуатації на 40%, оскільки критичні несправності прогноуються до моменту їх настання.

Система технічних обслуговувань та ремонтів Reliability-Centered Maintenance (RCM) - це найбільш досконала стратегія, яка інтегрує в собі елементи ППР, СВМ та реактивного обслуговування на основі аналізу наслідків відмови. RCM визнає, що не всі компоненти машини однаково важливі для її функціонування. Основна мета RCM полягає в тому, щоб забезпечити виконання машиною її цільових функцій в заданому операційному контексті за мінімальних витрат.

Ключовим компонентом RCM є методологія FMECA (Failure Mode, Effects, and Criticality Analysis – аналіз видів, наслідків і критичності відмов). Це структурований процес оцінки кожного можливого збою з метою визначення пріоритетів. В Україні процедура проведення такого аналізу регламентується національним стандартом ДСТУ EN IEC 60812:2022. Кожна відмова оцінюється за трьома параметрами, що дозволяє розрахувати число пріоритетності ризику:

- оцінка серйозності наслідків для безпеки, операцій та середовища.
- ймовірність виникнення відмови на основі історичних даних.
- ймовірність виявлення відмови до того, як вона спричинить системний збій.

Для будівельних машин критичними вузлами в системі RCM є компоненти, відмова яких загрожує безпеці людей або зупиняє весь виробничий процес. Наприклад, відмова лампочки в кабіні має низький RPN, що дозволяє використовувати для неї стратегію "працюй до відмови" (Run-to-Failure), тоді як критичне падіння тиску в гідросистемі гальм вимагає негайного втручання або постійного автоматизованого моніторингу [4].

Таблиця 1

Класифікація наслідків відмов за методологією RCM

Категорія наслідків у RCM	Характеристика та вплив на стратегію
Приховані відмови	Невидимі оператору під час нормальної експлуатації (наприклад, несправність аварійного клапана)
Безпека та екологія	Ризик травмування персоналу або забруднення довкілля (витік палива, гальма)
Операційні	Безпосередньо впливають на виконання робіт та дохід (поломка гідромотора)
Неопераційні	Лише вартість ремонту без впливу на проект (косметичні пошкодження кузова)

Якщо порівняти системи обслуговування (ППР, СВМ та RCM) наявною стає чітка траєкторія розвитку: від реактивного виконання регламентів до проактивного управління функціями. ППР є найбільш простою у впровадженні системою, оскільки вона вимагає лише дисципліни та базового обліку напрацювання. Це робить її базою для невеликих підприємств з парком простої техніки. Однак у контексті експлуатації сучасних машин Caterpillar, Komatsu чи JCB, ППР виявляється економічно неефективною через високу частку невикористаного ресурсу деталей та ризик аварійних простоїв, які не покриваються календарним графіком.

СВМ представляє собою значний крок вперед, оскільки базує рішення на реальних фізичних параметрах. Це дозволяє оптимізувати інтервали обслуговування: подовжувати їх, коли машина працює в легкому режимі, і скорочувати при екстремальних навантаженнях. Головним викликом для СВМ є необхідність значних початкових інвестицій у телематику та спеціалізоване програмне забезпечення. Компанії, що впроваджують СВМ, потребують кваліфікованого персоналу, здатного інтерпретувати дані телеметрії та результати спектрального аналізу оливи.

RCM - це вищий рівень менеджменту, який фокусується не просто на питанні "коли ремонтувати", а на питанні "що саме ремонтувати і навіщо". RCM дозволяє виключити зайві операції обслуговування для некритичних систем, перерозподіляючи ресурси на вузли, відмова яких призведе до катастрофічних наслідків. Хоча RCM вимагає складного аналітичного процесу на етапі впровадження, він забезпечує найвищий рівень надійності за найнижчої вартості життєвого циклу техніки.

У дорожньо-будівельній галузі вибір стратегії часто залежить від критичності обладнання для проєкту. Для невеликих підрядників ППР залишається домінуючим через простоту. Великі корпорації з парком у сотні одиниць техніки впроваджують гібридні моделі: критичне обладнання обслуговується за принципами RCM та CBM, а допоміжна техніка — за графіком або по факту відмови.

Найсучаснішим етапом еволюції є перехід до інтелектуального прогнозування (Predictive Maintenance - PdM) на базі штучного інтелекту (AI) та великих даних (Big Data). AI-моделі здатні аналізувати тисячі параметрів одночасно, знаходячи приховані кореляції та патерни зносу.

Системи PdM використовують машинне навчання для оцінки залишкового корисного ресурсу. Замість того, щоб вказати на існуючу аномалію, AI прогнозує, через скільки годин відбудеться відмова з певною ймовірністю. Це дозволяє планувати ремонтні роботи з хірургічною точністю, мінімізуючи вплив на будівельний графік.

Цифрові двійники дозволяють моделювати поведінку машини в віртуальному середовищі, враховуючи специфіку навантажень. Технології типу Artesis e-MCM пропонують безсенсорний моніторинг двигунів, аналізуючи лише параметри струму та напруги для діагностики механічних несправностей без прямого доступу до вузлів.

Висновки

Еволюція систем технічного обслуговування будівельних та дорожніх машин демонструє перехід від кількісних показників (напрацювання годин) до якісного управління функціональною надійністю. Традиційна система ППР залишається основою нормативного обліку в Україні, проте вона вже не відповідає вимогам економічної ефективності при експлуатації сучасної високопродуктивної техніки [5, 6].

Впровадження систем CBM на базі телематики та спектрального аналізу оливі є необхідним кроком для будь-якого підприємства, що прагне знизити сукупну вартість володіння (TCO). Методологія RCM пропонує найбільш раціональний підхід до управління ризиками, дозволяючи зосередити ресурси на критичних активах.

Для українських компаній стратегічним пріоритетом має стати [7]:

- повна інтеграція телематичних систем (VisionLink, KOMTRAX тощо) для моніторингу парку в реальному часі.
- регулярне проведення аналізу робочих рідин через спеціалізовані дилерські центри (наприклад, Zepelin Ukraine) для прогнозування зносу двигунів та гідравліки.
- навчання персоналу роботі з AI-платформами та даними телеметрії для компенсації дефіциту кадрів.
- використання методології FMESA для пріоритезації обслуговування вузлів, що критично впливають на безпеку та строки виконання робіт.

Тільки через технологічну модернізацію систем ТОР будівельна галузь зможе забезпечити темпи та якість відновлення національної інфраструктури, мінімізуючи фінансові втрати та максимізуючи ресурс кожної одиниці техніки.

Література

1. Система технічного обслуговування і ремонту будівельних машин. Терміни та визначення : ДСТУ Б А.1.1-65-95. [Чинний від 1995-07-01]. Київ : Держкоммістобудування, 1995. 20 с.
2. Moubray J. Reliability-Centered Maintenance. 2nd ed. New York : Industrial Press Inc., 1997. 448 p.
3. Cat S·O·S Services Management Guide. Caterpillar Inc., 2021. 15 p.
4. AI Predictive Maintenance: Real Data Shows 73% Drop in Equipment Failures [Electronic resource]. Artesis Knowledge Center. 2026. URL: <https://artesis.com/ai-predictive-maintenance-real-data-shows-73-drop-in-equipment-failures/> (дата звернення: 11.01.2026).
5. Ukraine Construction Industry Report 2025. ResearchAndMarkets.com. 2025.
6. Regulation (EU) 2024/792 of the European Parliament and of the Council of 29 February 2024 establishing the Ukraine Facility. Official Journal of the European Union. 2024.
7. Про схвалення Національної транспортної стратегії України на період до 2030 року та затвердження операційного плану заходів з її реалізації у 2025—2027 роках : Постанова Кабінету Міністрів України від 27 груд. 2024 р. № 1550.

МЕТОДИКА ТА РЕЗУЛЬТАТИ ВИПРОБУВАНЬ ФРОНТАЛЬНОГО МАЛОГАБАРИТНОГО НАВАНТАЖУВАЧА З КОЛІСНОЮ ФОРМОЮ 4x4

Леонід РАЗАРЬОНОВ

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

Метою дослідження було вивчення навантаження гідрооб'ємних передач тягового приводу, бортових редукторів малогабаритного фронтального навантажувача при виконанні ним технологічних операцій у дорожньому будівництві. Експерименти проведено на навантажувачі ПМТС 1200 з бортовою системою повороту.

Малогабаритні навантажувачі з гідростатичними трансмісіями, керованими вручну, відрізняються від машин класичного компонування укороченою базою та незалежним приводом ходових коліс правого та лівого бортів. Це підвищує їхню маневреність і дає можливість працювати на будівельних майданчиках у обмежених умовах, що обумовлено можливістю повороту навантажувача навколо вертикальної осі, що проходить через центр тягіння машини. Поворот здійснюється шляхом неузгодженості швидкостей ходових коліс правого та лівого бортів. Це спричиняє підвищення навантаження в тяговому приводі.

Вибір навантажувача ПМТС 1200 як об'єкт експериментальних досліджень обумовлений такими міркуваннями. У світі понад 20 фірм випускають понад 100 моделей навантажувачів аналогічних конструкцій. Аналіз та статистична обробка їх параметрів показують, що маса машини визначається вантажопідйомністю, а швидкість пересування та потужність двигуна – масою машини. На рисунках 1, 2, 3 наведено дані про зміну маси машини, швидкості та сили тягіння навантажувачів. Перелічені середньостатичні показники визначаються співвідношеннями:

- маса навантажувача m залежно від його вантажопідйомності q

$$m = 32.081 + 4.122q - 8.463 \cdot 10^{-4} \cdot q^2, \text{ т.} \quad (1)$$

- швидкість пересування V в робочому процесі від маси m навантажувача;

$$V = 9.675 + 1.002 \cdot 10^{-2} m - 9.196 \cdot 10^{-8} \cdot m^2, \text{ км/год.} \quad (2)$$

- потужність двигуна N , залежно від вантажопідйомності q ;

$$N = -2.236 + 0.07q - 1.603 \cdot 10^{-5} \cdot q^2, \text{ кВт.} \quad (3)$$

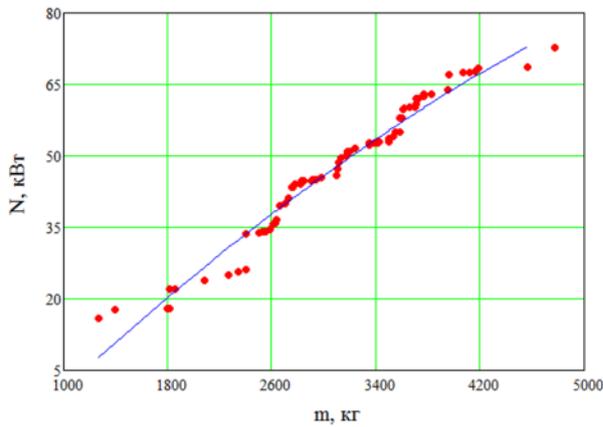


Рис. 1 - Графік залежності потужності навантажувача від вантажопідйомності

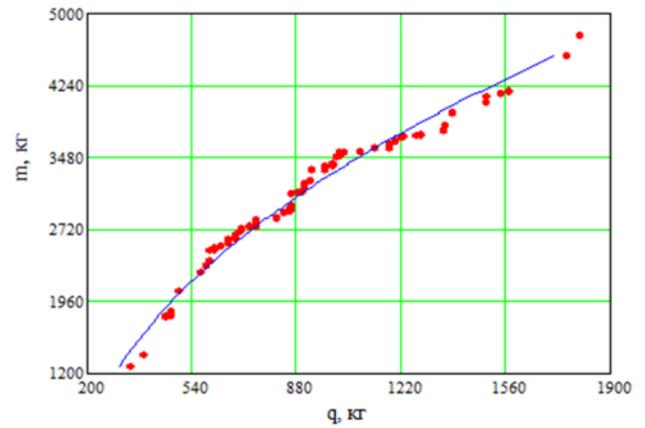


Рис. 2 - Графік залежності маси навантажувача від вантажопідйомності

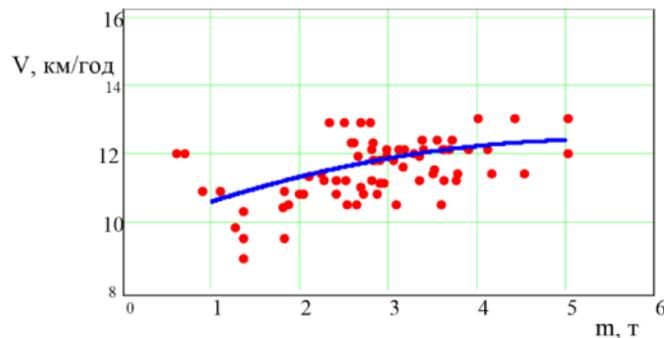


Рис. 3 - Графік залежності швидкості навантажувача від маси

Зіставляючи параметри навантажувача ПМТС 1200, із середньостатичними показниками навантажувача аналогічної вантажопідйомності, неважко переконається, що ПМТС 1200 близький за параметрами середньостатистичної машини. Зокрема, при вантажопідйомності 1.2 тонни маса ПМТС 1200 становить 4.1 т (у середнього навантажувача 3.522 т); найбільша швидкість пересування ПМТС 1200 13 км/год (у середньостатичного навантажувача $V = 12,6$ км/год); потужність двигуна ПМТС 1200 44 кВт (середньостатичний навантажувач має потужність $N = 45,2$ кВт). З зазначених причин отримані в ході експериментів дані з навантажувача ПМТС 1200 з урахуванням масштабних факторів можуть бути поширені як на існуючі, так і на машини аналогічної конструкції, що знову проектується.

У наведених співвідношеннях q та G вантажопідйомність та маса машини в кг; $a_0...a_6$ коефіцієнти, встановлені на основі статичної обробки параметрів існуючих навантажувачів.

Експериментальні дослідження навантаженості навантажувача проводилися на території УНВБ ХНАДУ під час експлуатації машини на гравійно-щебеновому складі. Навантажувач виконував як прямолінійний рух, так і поворот з різними робочими швидкостями, радіусами, вантажем та вильотом стріли. Визначальними параметрами, що характеризують ступінь

навантаження трансмісії, є маса навантажувача, координати центру тяжіння, швидкість руху, радіус повороту і сила тяги, що розвивається провідними колесами.

У ході випробувань вимірювалося (рис. 4): тиск робочої рідини в напірній та зливній гідролініях тягового приводу; крутний момент на провідних півосях; числа оборотів гідромотора та ДВЗ, кут нахилу рукояті управління гідростатичними трансмісіями (ГСТ-90). Для вимірювання дійсної швидкості руху машини встановлювалося «п'яте» колесо.

Реєстрація змін тиску робочої рідини P_1 та P_2 у напірній та зливній магістралях ГСТ велася за допомогою датчиків ПД – 40. Для оцінки навантажень на силові елементи бортового редуктора були виготовлені експериментальні півосі, на які наклеювалися тензодатчики. На швидкохідному валу бортового редуктора встановлено тахогенератор для виміру теоретичної швидкості руху навантажувача. Число оборотів ДВЗ вимірювалося також тахогенератором, зчленованим з хвостовиком колінчастого валу. Датчики, наклеєні на колісні осі, представляють тензорезистори 2 ФКПА-10-400Г(Х) з внутрішнім опором по 400 Ом.



1-тахогенератор ДВЗ; 2- тензодатчики на півосях; 3 - тахогенератор гідромотора, 4 - тензостанція, 5 - датчик шляху «п'яте колесо».

Рис. 4 - Схема установки датчиків на навантажувачі ПМТС-1200:

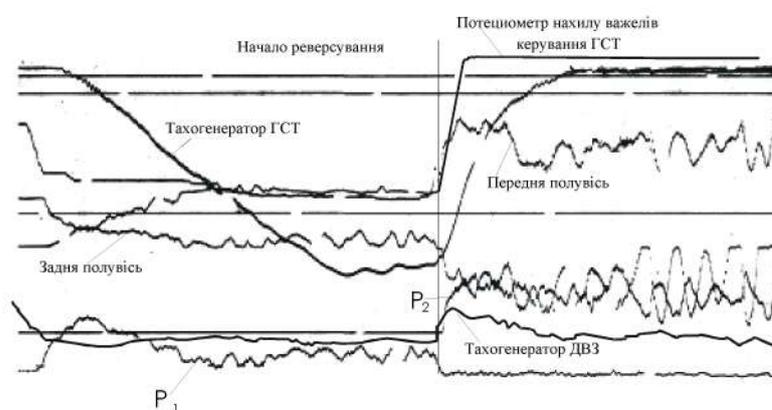


Рис. 5 - Фрагмент осцилограми

При випробуванні навантажувача було проведено низку експериментів. Основна увага приділялася транспортному режиму руху навантажувача в процесах розгону машини, гальмування при прямолінійному русі та

розворотах на різних швидкостях. На наведеній осцилограмі (рис.5) видно, що на ділянці рушання з місця і до повного розгону тиск в напірній гідролінії тягового приводу спочатку збільшується а потім стабілізується на рівні, що відповідає опору перекочування коліс машини. Швидкість машини збільшується з прискоренням до $1,3 \text{ м/с}^2$. Крутний момент на ведучих колесах у початковий момент збільшується: на передніх – до 2,7 кНм, на задніх – до 4,1 кНм. Надалі знижується до 2,16 кНм на передніх і до 0,92 кНм на задніх колесах. З реверсуванням одного з бортів (час переключення рукояті керування 0,25 с) тиск починає зростати в зливній гідролінії (після виконання реверсування вона є напірною). Машина при вході в поворот починає робити коливальні рух остова вперед - назад. Тиск у зливній гідролінії має стрибкоподібний характер із наростаючою амплітудою.

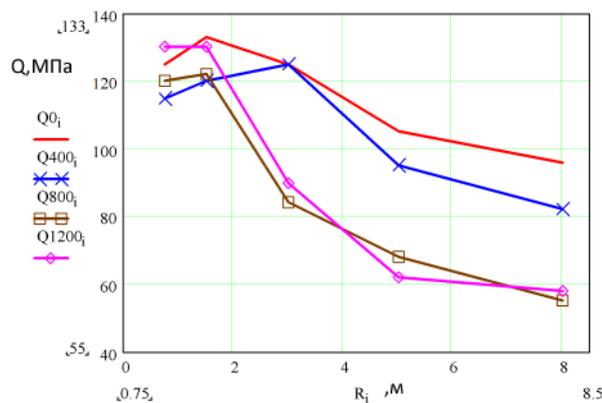


Рис. 6 - Графік залежності тиску напірної магістралі ГСТ не реверсованого борту в залежності від радіуса повороту та вантажем в ковші (0, 400, 800, 1200 кг).

Максимум зусиль (14 МПа) відповідає розвороту машини навколо вертикальної осі, що проходить через геометричний центр зупиненого борту. Сумарний момент, що крутить, на півосях передніх і задніх ходових коліс змінюється адекватно зміні тиску в гідролініях живлення гідромоторів. Найбільшої величини момент, що крутить, досягає на задніх півосях.

Наведені експериментальні дані задовільно узгоджуються з розрахунковими і можуть бути використані для проектування навантажувачів з бортовою системою повороту.

Література

1. Разарьонов Л.В. Методи підвищення ефективності роботи малогабаритного навантажувача з бортовою системою повороту./Л.В. Разарьонов, Д.В. Вороновський// Вісник ХНАДУ, вип. 101 т. 1, 2023–92-97с.
2. Разарьонов Л.В. Аналіз технічного розвитку малогабаритних навантажувачів із бортовою системою повороту / Л.В.Разарьонов, М.В. Розенфельд, Д.В Вороновський // Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету: зб. наук. пр. / М-во освіти і науки України, ХНАДУ – Харків, 2021. – Вип. 95.– С. 102–106.

МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ СТРІЧКОВОГО ОПАЛУБНОГО МОДУЛЯ З ПІДРІЗАЮЧИМ НОЖЕМ

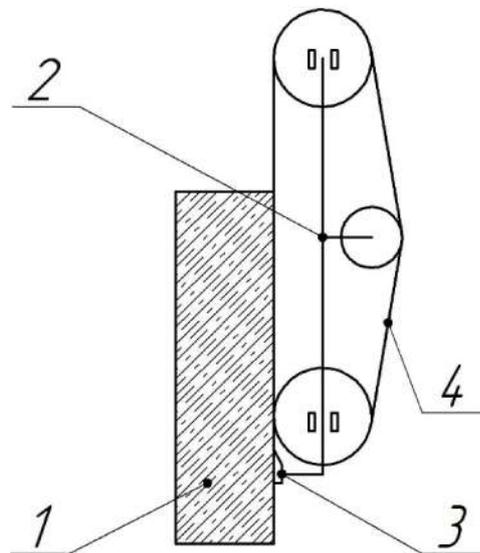
Володимир РАШКІВСЬКИЙ¹, Юрій ЗАЄЦЬ²

¹Кандидат технічних наук, доцент, завідувач кафедри будівельних машин, Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ, Україна

²Провідний інженер кафедри будівельних машин, Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ, Україна

Опалубні роботи традиційно є одними з найбільш трудомістких та ресурсоемних операцій у монолітному будівництві. То ж науковий напрямок вдосконалення будівельного оснащення для цих операцій є важливою задачею.

В Київському національному університеті будівництва і архітектури розроблено конструкцію стрічкового опалубного модуля [1-4] з властивостями механізації та реалізацією позитивних ефектів плавного відриву опалубного контура. Окрім цього, пропонується в нижній частині опалубки встановлювати підрізаючий ніж для мінімізації зусилля відриву опалубної стрічки від бетонованого контуру (рис.1).



1 – бетонована конструкція; 2 – опалубний модуль; 3 – підрізаючий ніж; 4 – нескінченна стрічка.

Рис. 1 - Схема опалубного стрічкового модуля з підрізаючим ножем

Для запропонованого рішення складено методику визначення конструктивних параметрів опалубного модуля.

Модель і основні припущення

1. Спростуємо конструкцію до таких складових: вузол «нижня зона» з приводним роликом (інерція I , радіус R), опорними роликами, нескінченною стрічкою (масою m_b на відповідний робочий відрізок), і модулем, що тримає стрічку на бетону.

2. Підрізаючий ніж знаходиться *під модулем*, в точці відриву стрічки від затверділого бетону (не між стрічкою й бетоном) — отже ножу треба надати силу розділення F_{cut} у точці відриву.

3. Адгезія/зчеплення між стрічкою і свіжим бетоном — функція часу з часу відливу (схоплювання) $F_{adh}(t)$ або поверхнева напруга зрушення $\tau_a(t)$ (N/m).

4. Кут обхвату ролика θ змінюється через кінематику запасування/натягу стрічки → впливає на можливість проковзування через капстанове посилення/ослаблення тягового зусилля.

5. Механічні втрати: в'язке гальмування, опір натягу, тертя в підшипниках роликів.

6. Два узагальнені координати буде достатньо для опису нижньої ділянки:

- $s(t)$ — лінійне переміщення стрічки (позитивне в напрямку руху стрічки);
- $\varphi(t)$ — кутовий поворот приводного ролика.

Відповідність при контакті без прослизання: $\dot{s} = R\dot{\varphi}$.

З одного боку ролика прикладається зусилля T_1 з однієї сторони і T_2 з іншої, то при контакті без ковзання

$$T_2 = T_1 \cdot e^{\mu\theta},$$

де μ — коефіцієнт тертя стрічка/ролик, θ — кут обхвату. Це визначає межі передачі тягового зусилля.

Адгезійний опір від бетону, розподілений по площі контакту опалубного щита з конструкцією:

$$F_{adh}(t) = \int_0^{L_c} \tau_a(x, t) dx \approx \tau_a(t) \cdot L_c.$$

Часова схема моделювання. Для кожного моменту часу t :

- Обчислюємо $F_{adh}(t)$.
- Для заданого крутного моменту двигуна $\tau_m(t)$ знаходимо крутний момент T_{drive} на стрічці.
- Порівнюємо можливу тягу з адгезією та силою ножа: якщо тяга $< F_{adh}(t) + F_{cut}$ → режим «прилип» (зусилля недостатнє — нічого не рухається). Якщо $>$ → починається рух: або ковзання в зоні ролика або часткове відривання в зоні ножа (в залежності від розподілу сил).

Складемо рівняння руху опалубного модуля. Нехай: $q_1 = s(t)$ – лінійне переміщення стрічки (відносно корпусу модуля); $q_2 = \varphi(t)$ – кут приводного ролика. Кінетична енергія системи:

$$T = \frac{1}{2} m_b \dot{s}^2 + \frac{1}{2} I_d \dot{\varphi}^2,$$

де m_b — ефективна маса робочого відрізка стрічки, I_d — інерція приводного ролика.

Потенціальна енергія V можна знехтувати. Наявні неконсервативні зовнішні сили та моменти:

- адгезійний опір $F_{adh}(t)$;
- сила різання ножом $F_{adh}(t, s, \dot{s})$;
- демпфуюче тертя стрічки $c\dot{s}$;
- моторний момент $\tau_m(t)$;
- тертя в підшипниках $B\dot{\varphi}$.

Віртуальна робота неконсервативних сил для варіацій $\delta s, \delta \varphi$:

$$\delta W = -(F_{adh}(t) + F_{cut}(t)) \delta s - c\dot{s} \delta s + \tau_m \delta \varphi - B\dot{\varphi} \delta \varphi.$$

Отже узагальнені неконсервативні сили:

$$Q_s = -F_{adh}(t) - F_{cut}(t) - c\dot{s}, \quad Q_\varphi = \tau_m(t) - B\dot{\varphi} - \tau_{belt_reaction},$$

де $\tau_{belt_reaction}$ — крутний момент, що створюється натягом стрічки на валу;

$\tau_{belt_reaction} = RT_d(T_d)$ — натяг на ведучому боці ролика.

Для $q_1 = s$:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{s}} \right) - \frac{\partial T}{\partial s} = Q_s \Rightarrow m_b \ddot{s} = -F_{adh}(t) - F_{cut}(t) - c\dot{s}.$$

Для $q_2 = \varphi$:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi} = Q_\varphi \Rightarrow I_d \ddot{\varphi} = \tau_m(t) - B\dot{\varphi} - R \cdot T_d.$$

Під час виконання роботи, опалубна система проходить наступні стани. Стан «припадання/статичного утримання» якщо

$$\tau_m(t) \leq \tau_{crit}(t) \quad \text{або} \quad T_{drive} \leq T_{crit}(t),$$

де критичний момент/тяга визначається як мінімум потрібний для подолання

$$F_{adh}(t) + F_{cut}(t), \quad \text{або}$$

$$\tau_{crit}(t) \approx R \cdot (F_{adh}(t) + F_{cut}(t)) / (1 - e^{-\mu\theta}).$$

Стан «ковзання» коли $\tau_m(t) > \tau_{crit}(t)$ - стрічка починає рухатися; швидкість визначається інтегруванням формул

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{s}} \right) - \frac{\partial T}{\partial s} = Q_s \Rightarrow m_b \ddot{s} = -F_{adh}(t) - F_{cut}(t) - c\dot{s}$$

та

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi} = Q_\varphi \Rightarrow I_d \ddot{\varphi} = \tau_m(t) - B\dot{\varphi} - R \cdot T_d$$

разом з умовою ковзання.

При ковзанні співвідношення між натягами: $T_{out} = T_{in} e^{\mu\theta}$, де μ - кінетичний коефіцієнт.

Часткове відривання з ножом: якщо місце відриву переміщується так, що ніж починає різати, додаємо F_{cut} у рівняння опору.

Для чисельного інтегрування рівняння руху опалубної системи матиме вид:

$$m_b \ddot{s} = -F_{adh}(t) - F_{cut}(t, s, \dot{s}) - c \dot{s}$$

$$I_d \ddot{\phi} = \tau_m(t) - B_{\dot{\phi}} - R \cdot T_d$$

при липкому зв'язку: $\dot{s} = R \dot{\phi}$

модель тертя стрічки: $T_{out} = T_{in} e^{\mu \theta(s)}$ та $T_{out} - T_{in} = F_{adh}(t)$

Критичний момент :

$$\tau_{crit}(t) \approx R \cdot (F_{adh}(t) + F_{cut}(t)) / (1 - e^{-\mu \theta}).$$

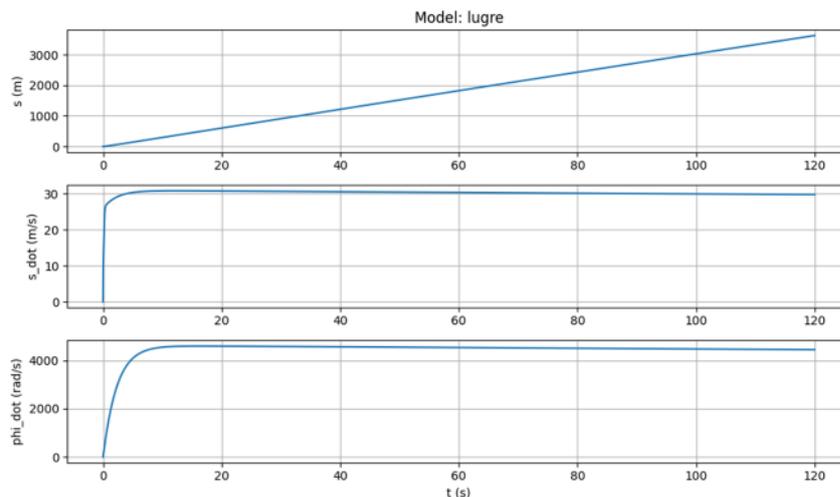


Рис. 1 - Приклад результатів чисельного моделювання руху опалубної системи

Отримані графіки підтверджують, що перехідний процес трогання є визначальним з точки зору навантаження на привід та контактні елементи. Саме в цей момент виникають максимальні тягові зусилля, які можуть перевищувати допустимі значення і призводити до проковзування стрічки або її прискороного зносу.

Таким чином, аналіз часових залежностей $s(t)$, $\dot{s}(t)$, $\dot{\phi}(t)$ обґрунтовує необхідність урахування реалістичних моделей тертя при проектуванні стрічкових опалубних систем.

Висновки

1. Розроблено методику визначення режимів руху опалубної стрічкової опалубної системи з урахуванням перехідного процесу трогання, що є критичним етапом роботи системи через змінний опір від бетону та адгезійні зв'язки.

2. Встановлено, що процес початку руху стрічки супроводжується нерівномірним зростанням тягового зусилля, обумовленим різним ступенем

твердіння бетону та наявністю підрізаючого ножа, розташованого в зоні відриву стрічки від бетонної поверхні.

3. Для опису динаміки системи сформульовано рівняння руху на основі рівнянь Лагранжа другого роду з урахуванням неконсервативних сил, що дозволяє врахувати інерційні властивості стрічки, роликів і приводу.

4. Запропоновано декілька підходів до математичного моделювання перехідного процесу:

- жорсткий кінематичний зв'язок між стрічкою і роликом;
- модель з пеналізацією кінематичного зв'язку;
- модель з урахуванням реалістичного тертя типу LuGre, яка дозволяє відтворити ефект “прилипання–ковзання” під час трогання.

5. Встановлено, що врахування перехідного процесу трогання є необхідною умовою для коректного визначення режимів руху опалубної системи, оскільки стаціонарні моделі не відображають пікові навантаження, які виникають у початковий момент руху стрічки.

6. Отримані результати створюють передумови для обґрунтування раціональних параметрів приводу, кута обхвату роликів та конструктивного розміщення підрізаючого ножа з метою зменшення проковзування стрічки і підвищення надійності роботи опалубної системи.

Література

1. Rashkivskyi V., Dubovyk I., Zaiets Yu. (2023). Development of an information model of the mechanized construction process of vertical constructions. Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини, (101), 36–43. <https://doi.org/10.32347/gbdmm.2023.101.0303>

2. Рашківський В., Дубовик І., Заєць Ю. Розробка методики визначення параметрів механізованого опалубного модуля для будівельних вертикальних залізобетонних конструкцій. Інноваційні технології розвитку машинобудування та ефективного функціонування транспортних систем: тези VI Всеукр. наук.-техн. інтернет-конф. (27–28 листоп. 2025 р.). Рівне: НУВГП, 2025. С. 120–122

3. Zayets Y., Rashkivsky V. Research of the parametric model of the moving technological module for monolithic construction works. Проблеми та перспективи розвитку технічних та біоенергетичних систем природокористування: конструювання та дизайн: тези доп. XXIV Всеукр. конф. наук.-пед. працівників, наук. співробітників та аспірантів (10–11 квіт. 2025 р.). К.: НУБіП України, 2025. С. 91–93. https://nubip.edu.ua/sites/default/files/u232/zbirnik_3.pdf

4. Rashkivskyi V., Ignatenko O., Dubovyk I., Zaiets Yu. (2024). Directions of the development of the construction technological equipment. Danish Scientific Journal, 91, 47–55. <https://doi.org/10.5281/zenodo.14578109>

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИХОРОКАМЕРНИХ НАСОСІВ ШЛЯХОМ ЗАКРУЧЕННЯ ОСЬОВОГО ПОТОКУ ЛОПАТЕВИМ НАПРАВЛЯЮЧИМ АПАРАТОМ

Андрій РОГОВИЙ¹, Євген ТІМЧЕНКО², Данііл ДЬОМІН³

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

²Здобувач третього рівня вищої освіти (аспірант), кафедра гідравлічних машин ім. Г.Ф. Проскури, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна

³Здобувач третього рівня вищої освіти (аспірант), кафедра гідравлічних машин ім. Г.Ф. Проскури, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна

Вихорокамерні насоси (ВКН) належать до класу струминних нагнітачів (рис. 1), які вирізняються високою надійністю та здатністю працювати з різними середовищами. На відміну від динамічних насосів, такі апарати не містять рухомих механічних органів, що забезпечує їх довговічність та стійкість до зношування в умовах підвищеної абразивності, вібрацій та температурних коливань. Проте класичним недоліком струминних насосів залишається низький коефіцієнт корисної дії, який у вихрових конфігураціях рідко перевищує 10-15 %. З огляду на це, актуальним стає вдосконалення конструктивних рішень, спрямованих на підвищення енергетичної ефективності ВКН [1, 2].

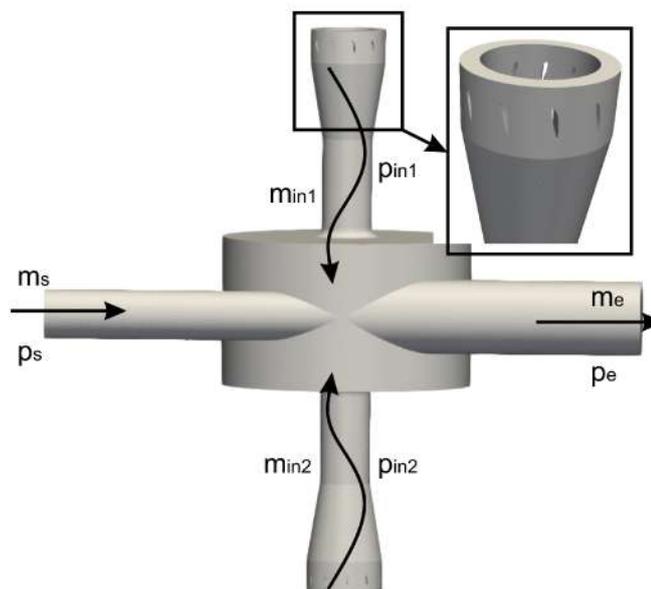


Рис. 1 - Схема ВКН із ЛНА

Одним із перспективних шляхів підвищення ККД є попереднє закручення потоку, що всмоктується в камеру змішання [3]. Закручений потік зменшує швидкісну різницю між основним та всмоктуваним об'ємами, що, своєю чергою, знижує ударні втрати при змішуванні та зменшує енерговитрати основного потоку на розкручування приосьової течії. У роботі досліджено вплив попереднього закручення на характеристики ВКН та наведено результати застосування лопатевого направляючого апарату (ЛНА) як пасивного елемента створення завихрення.

Дослідження включало три етапи: експериментальне ВКН, числове моделювання течій у програмному комплексі OpenFOAM та моделювання впливу різних ступенів закручення осьового потоку.

ВКН досліджувався на повітряному стенді, що дозволило визначити реальні гідродинамічні характеристики та уточнити область робочих режимів. Отримані експериментальні криві використані для порівняння з результатами CFD-розрахунків.

Для розрахунків використані рівняння Нав'є-Стокса, осереднені за Рейнольдсом (RANS) [4], у поєднанні з модифікованою двошаровою SST-моделлю турбулентності [5]. Розрахункова сітка складалася приблизно з 5 млн елементів; додатковий аналіз на сітці 20 млн елементів підтвердив збіжність результатів. Задано умови прилипання на стінках, повний тиск на вході та нульовий статичний тиск на виході. Моделювання включало варіанти з різними величинами тангенціальної швидкості, що визначає ступінь закручення.

Закручення потоку може здійснюватися різними типами завихрювачів: торцевими, циліндричними, лопатевими, тангенціальними тощо. Штучне завихрення (додаткова подача тангенціального потоку) забезпечує значне підвищення ККД, але вимагає зовнішнього джерела енергії.

На відміну від цього, ЛНА є пасивним пристроєм, який формує закручення за рахунок геометрії лопатей. У дослідженні використано варіант апарату з кутом нахилу лопатей $7,5^\circ$.

Ключовим параметром, що характеризує ступінь закручення, прийнято відношення тангенціальної швидкості потоку до його осьової складової [6, 7]. Такий підхід адаптовано з концепції гвинтового руху, який краще за інші критерії відображає умови течії саме в умовах вихрової камери.

Енергетичний ефект закручення пояснюється зменшенням відносної швидкості між потоками, що змішуються. Оскільки змішування в струминних апаратах супроводжується необхідністю вирівнювання швидкостей, надлишкова різниця призводить до дисипації енергії, тобто до втрат на удар. Зменшення цієї різниці прямо підвищує ККД. Моделювання показало, що відносна зміна ККД зростає монотонно зі збільшенням ступеня закручення. Максимальний приріст у варіантах із додатковим тангенціальним потоком становив до 35-40 %.

При підвищенні закручення потоку знижується вакуум у центрі вихрової камери, проте загальний характер течії зберігає сталі ознаки обертального руху. Тангенціальні та осьові компоненти швидкості практично не змінюють

профіль розподілу, що підтверджує коректність використання критерію гвинтового руху.

Використання лопатевого направляючого апарату забезпечило приріст ККД до 5,8 % при малих гідравлічних опорах на виході. Зі збільшенням опору ефект ЛНА зменшується і практично зникає, оскільки потік у вихровій камері стає менш чутливим до початкових умов.

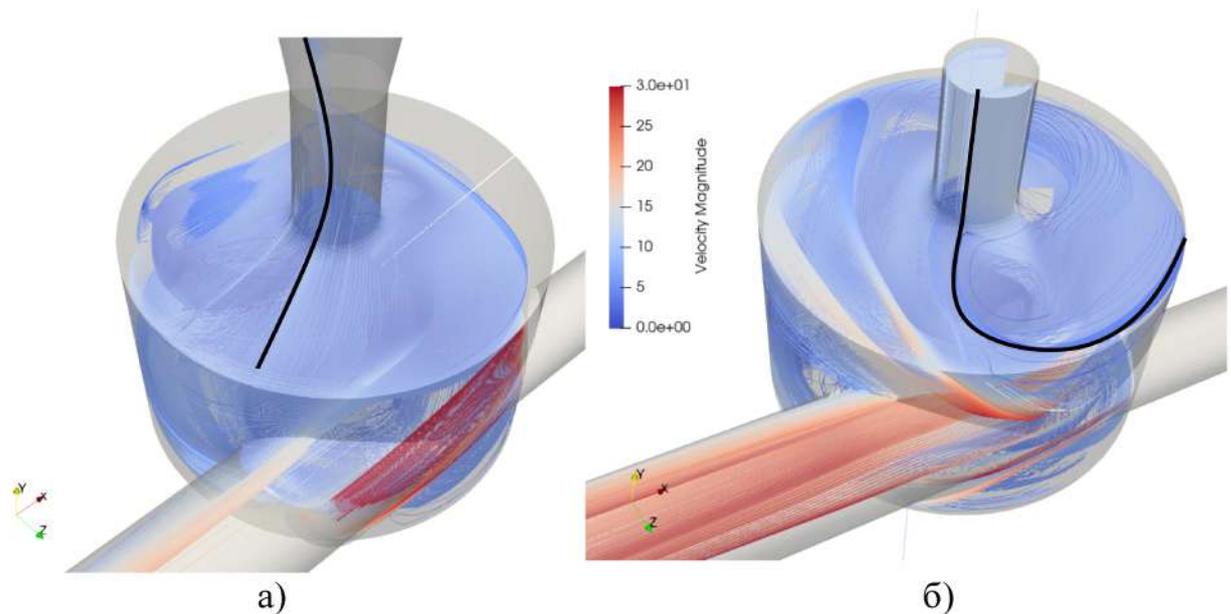


Рис. 2 - Лінії течії потоку, що всмоктується у вихрову камеру: а) з ЛНП; б) без ЛНП

Візуалізація ліній течії (рис. 2) показала істотну різницю: без ЛНА частинки рухаються спіралеподібною траєкторією з інтенсивним змішуванням, тоді як після ЛНА - по гвинтовій траєкторії, зміщуючись до приграничних шарів торцевих поверхонь. Це зменшує взаємодію потоків і знижує ударні втрати.

Висновок

У роботі встановлено, що попереднє закручення осьового потоку є ефективним способом підвищення енергетичної ефективності вихорокамерних насосів. Штучне закручення може забезпечити приріст ККД до 40 %, проте потребує додаткових енергетичних витрат. Натомість використання лопатевого направляючого апарату дає можливість підвищити ККД на 5,8 % без збільшення енергоспоживання та без суттєвого ускладнення конструкції.

Ефект ЛНА проявляється переважно за малих спротивів на виході, тоді як при збільшенні навантаження вплив початкового закручення зменшується. Подальші дослідження доцільно спрямувати на оптимізацію геометрії лопатей, зокрема кута їх нахилу, а також на встановлення умов, за яких ЛНА забезпечує максимальний енергетичний ефект.

Література

1. Роговий А. С. Концепція створення вихорокамерних нагнітачів та принципи побудови систем на їх основі. Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. 2017. № 3. С. 168–173.
2. Syomin D., Rogovyi A. Mathematical simulation of gas bubble moving in central region of the short vortex chamber. Teka Komisji Motoryzacji i Energetyki Rolnictwa. 2012. T. 12, № 4.
3. Сьомін Д.О., Роговий А.С. Вплив умов входу середовища, що перекачується, на енергетичні характеристики вихорокамерних насосів. Вісник Національного технічного університету ХПІ. Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати, 2015. №3. С.130-136.
4. Дранковський В. Е. Математичне моделювання робочого процесу гідромашин: монографія: самостійне електронне видання /В. Е. Дранковський, К. А. Миронов, І. І. Тиньянова, К. С. Резва, Є. С. Крупа, Ю. М. Кухтенков. Харків : НТУ «ХПІ», 2022. 406 с.
5. Крупа Є.С. Calculation of the spatial flow in the Francis high-head turbine using the CFD software package. Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Серія:" Гідравлічні машини та гідроагрегати", 2021. № 2, С. 87-93.
6. Gupta A., Kumar R. Three-dimensional turbulent swirling flow in a cylinder: Experiments and computations. International journal of Heat and fluid flow. 2007. 28(2), P. 249-261.
7. Rogovyi A., Krasnikov S., Timchenko Y., Viunyk O., Sushko S. Use of a guide vane apparatus for swirling axial flow in vortex chamber pumps. In AIP Conference Proceedings (Vol. 3428, No. 1, p. 020013). AIP Publishing LLC. 2025.

СТВОРЕННЯ СВЕРДЛОВИНИ В ҐРУНТІ ДЛЯ ПІДЗЕМНИХ КОМУНІКАЦІЙ З ВИКОРИСТАННЯМ ҐВИНТОВОГО ҐРУНТОПРОКОЛЮЮЧОГО ОБЛАДНАННЯ

Володимир СУПОНЄВ¹, Анатолій БАРСЬКИЙ²

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

²Здобувач третього рівня вищої освіти (аспірант), кафедра ЕВСБДМ, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна

В даний час будівництво і ремонт підземних комунікацій, особливо на території міст, важко собі уявити без застосування сучасних безтраншейних технологій, які дозволяють значно зменшити обсяги земляних робіт і істотно скоротити терміни і вартість будівельно-монтажних робіт. Серед відомих методів формування свердловин невеликих діаметрів до 150-250 мм для прокладання розподільних мереж широке використання отримав статичний прокол ґрунту, який заснований на радіальному ущільненні ґрунту конусним робочим органом [1-3]. Інші методи створення горизонтально спрямованих свердловин для безтраншейного прокладання підземних комунікацій розкриті у роботах [4-11]

Існують різні напрямки підвищення ефективності роботи установок статичного проколу ґрунту, такі наприклад, як: водяне та газове змащення ґрунтопроколюючого робочого органу (ГПРО), надання йому вібраційних коливань, придання біосинтезованого способу переміщення в ґрунті, розробка свердловини розкочуванням та інше [4-7]. Але запропоноване удосконалення робочого органу шляхом забезпечення тягнучою парою сил «ґвинтова лопать - ґрунт» для його самопросування без осьового задавлювання при створенні горизонтальних свердловин ні в практиці, а ні в теоретичному напрацюванні нами поки ще не виявлено.

Таким чином обрану тему досліджень можна враховувати як своєчасну і актуальну.

Метою даної роботи є обґрунтування вибору форми наконечника ґвинтового робочого органу з умови мінімізації сили опору проколу ґрунту та ефективності створення підземного простору для прокладання в них комунікацій.

З огляду технічної літератури було встановлено, що в практиці вже мають місце використання ґвинтових робочих органів, а саме при загвинчуванні паль та анкеруванні машин для їх закріплення до ґрунту від зсуву [5].

Проведений аналіз патентних рішень по темі роботи підтвердив динамічний розвиток за останні роки ідеї використання ґвинтового тягнучого

робочого органу для проколу ґрунту та безтраншейного прокладання підземних комунікацій [10-14].

На першому етапі дослідження стояло питання вибору типу конструкції робочого органу для проколу ґрунту. Однією з умов для рішення цього питання було забезпечення мінімального осьового зусилля впровадження в ґрунт робочого органу на початковому етапі перед загвинчуванням. Для аналізу було розглянуто три типу конструкцій (рис.1), які поширені в практиці виготовлення анкерів та гвинтових паль: у вигляді конусного стержню з багатовітковою навивкою лопаті та одновитковою, і у вигляді стержню з пустотілої труби зі зрізаним кінцем з одною лопаттю.

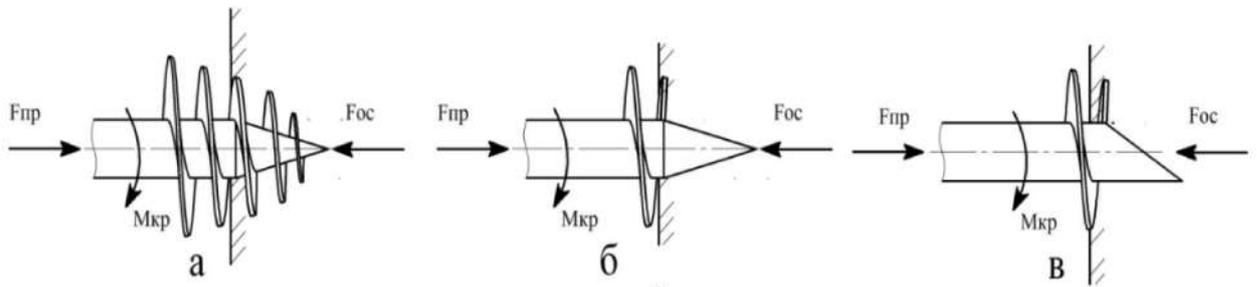


Рис. 1 – Схема взаємодії гвинтового робочого органу з ґрунтом у сталевій оболонці

Залежність осьового опору ґрунту при впровадженні/проколі робочого органу, виведена з умов граничної рівноваги ґрунту за теорією граничного стану (Кулона–Мора):

$$P_{0C} = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot \sigma_n \cdot \frac{\sin(\alpha+\varphi)}{\sin\alpha+\cos\varphi}, \quad (1)$$

де C - зчеплення ґрунту;

φ - кут внутрішнього тертя ґрунту;

α - геометрії робочого органу;

$\frac{\pi d^2}{4}$ - ефективна площа перерізу робочого органу.

Проведені розрахунки по залежності (1) для визначення сили опору ґрунту проколу показали, що остання конструкція наконечника зустрічає найменший опір від ґрунту при його зануренні. Але з практичної точки зору він не є ефективним. Бо ґрунт, що проникає у середину наконечника вимагає постійної очистки від нього. Тому було зроблено висновок на користь гвинтового робочого органу із виступаючою голкою, або необхідно робити попереднє формування свердловини виступаючою голкою з гвинтовою навивкою (рис. 2).

Оскільки теоретичних розрахунків по відтворенню процесу формування в ґрунті горизонтально спрямованих свердловин для прокладання в них інженерних комунікацій ще не існує, то в подальшому ми повинні будемо

визначати закономірності процесу взаємодії гвинтового робочого органу з ґрунтом та на основі виявленого розробляти математичну модель процесу.

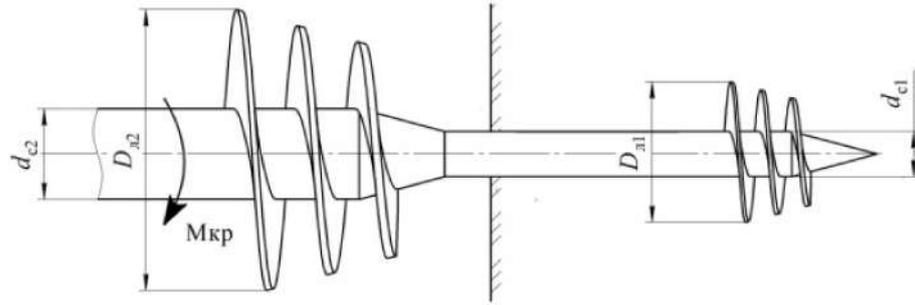


Рис. 2 – Рекомендована форма гвинтовий робочий орган із виступаючою голкою

Висновок

Для умов щільної міської забудови найбільш доцільним є використання малогабаритних установок для статичного проколу ґрунту з подальшим розширенням свердловини та протягуванням захисного футляра. Недоліками таких установок є низька точність траєкторії та обмежена продуктивність. Усунення цих недоліків можливе шляхом застосування самозаходного гвинтового робочого органу, який реалізує додаткову тягнучу силу від пари «гвинт–ґрунт». Це забезпечує одночасний прокол і розширення свердловини та підвищує ефективність процесу.

Література

1. Kravets, S., Suponyev, V., Shevchenko, V., Yefymenko, A., Ragulin, V. Determination of the regularities of the soil punching process by the working body with the asymmetric tip. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2021. 2 (1 (110)), 44–51. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2021.230256>
2. Супонев А., Костюк А. Комбінований метод формування горизонтально спрямованої свердловини при безтраншейному прокладанні лінійно протяжних об'єктів // Збірка наукових праць Всеукраїнської наукової конференції «Підвищення ефективності експлуатації, обслуговування і сервісу дорожньо-будівельних машин та обладнання» Харків, ХНАДУ, 2025. с. 93-96
3. Association, J. M. T. Pipe-jacking application. Tokyo : JMТА, 2000. 215p.
4. Bennett R. D. Jacking loads and ground deformations associated with microtunneling. Urbana-Champaign : University of Illinois, 1998. 312 p.
5. Chapman D. N., Ichioka Y. Prediction of jacking forces for microtunnelling operations. *Tunnelling and Underground Space Technology*. 1999. Vol. 14, Suppl. 1. P. 31–41.

6. Кравець С.В., Супонев В.М., Посмітюха О.П., Балесний С.П. Наукові основи та практика створення мінімальноенергоємних робочих органів для формування комунікаційних порожнин в ґрунті. Монографія. Харків, ХНАДУ, 2021. 304 с.
7. Cheng W. C., Ni J. C., Arulrajah A., Huang H. W. A simple approach for characterising tunnel bore conditions based upon pipe-jacking data. *Tunnelling and Underground Space Technology*. 2018. Vol. 71. P. 494–504.
8. Khazaei S., Shimada H., Kawai T., Yotsumoto J., Matsui K. Monitoring of over cutting area and lubrication distribution in a large slurry pipe jacking operation. *Geotechnical and Geological Engineering*. 2006. Vol. 24, No. 3. P. 735–755.
9. Li J. Key technologies and applications of the design and manufacturing of non-circular TBMs. *Engineering*. 2017. Vol. 3, No. 6. P. 905–914.
10. Milligan G. W. E., Norris P. Site-based research in pipe jacking – objectives, procedures and a case history. *Tunnelling and Underground Space Technology*. 1996. Vol. 11, Suppl. 1. P. 3–24.
11. Супонев В.М., Пенчук В. О.В., Вівчар С. М. та інші. Пристрій для безтраншейної прокладки інженерних комунікацій. Пат. UA 109838 U, МПК E21B10/44 (2006.01); заявл. 23.03.2016; опубл. 12.09.2016. Бюл. № 17
12. Супонев В.М., Пенчук В.О., Балесний С.П. Пілотна ґрунтопроколююча головка для керованого проколу. Пат. UA 116258 U; МПК E21B 7/04(2006.01); заявл 04.11.2016; опубл. 10.05.2017. Бюл. № 9
13. Супонев В.М., Пенчук В.О., Балесний С.П., Щукін О.В. Установа з гвинтовим ґрунтопроколюючим робочим органом для безтраншейної прокладки підземних комунікацій . Пат. UA 111733 U, МПК E21B17/22 (2006.01) Опубл. 25.11.2016. Бюл. № 22.
14. Пат. України 154746, E21B 17/22 (2006.01) Буро-ножо-гвинтовий трубнозаглиблювач для безтраншейного прокладання лінійно протяжних комунікаційних об'єктів/ Супонев В.М. Рагулін В.М., Разарьонов Л.В., Кібиш С.В., Кравець С.В., Нечидюк А.А.; заявник та патентовласник Харківський національний автомобільно-дорожній університет. – № u 2023 01958; заяв. 26.04.2023; публ. 13.12.2023, Бюл. №50

ПНЕВМАТИЧНЕ ТРАНСПОРТУВАННЯ ҐРУНТУ ПРИ ФОРМУВАННІ ГОРИЗОНТАЛЬНОЇ СВЕРДЛОВИНИ НОЖОБУРОГВИНТОВИМ ТРУБОЗАГЛИБЛЮВАЧЕМ

Володимир СУПОНЄВ¹, Артем КОСТЮК²

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

²Здобувач третього рівня вищої освіти (аспірант), кафедра ЕВСБДМ, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна

Сучасні технології безтраншейного прокладання підземних інженерних комунікацій (газопровідні мережі, енергетичні кабелі, дренажні системи, водопровід і водовідведення тощо) інтенсивно впроваджуються внаслідок урбанізації, зростання щільності забудови та необхідності мінімізувати порушення поверхні. Практика показує, що ключовою ланкою безтраншейних робіт є формування горизонтально спрямованої свердловини з подальшим протягуванням захисних футлярів і розміщенням комунікацій у них.

Відомі технології створення комунікаційних порожнин у ґрунті реалізуються різними способами: глибоке різання ґрунту ножовими робочими органами, статичний прокол конічно-циліндричними головками з радіальним ущільненням ґрунту, буріння з виносом ґрунту назовні, продавлювання труб та інші. Кожний спосіб має власну область ефективного застосування та обмеження за діаметром, довжиною проходки, типом ґрунту та допустимими деформаціями ґрунтового масиву.

Одним із перспективних напрямів енергоефективності є комбінування методів розробки ґрунту. З цієї точки зору актуальним є використання ножобурогвинтового трубозаглиблювача, який поєднує глибоке різання ґрунту ножом та формування свердловини буровою головкою з додатковим ефектом гвинтового просування. Водночас зростає значущість другого етапу процесу — видалення зруйнованого ґрунту з об'єму створеної порожнини. Саме ефективність очищення свердловини часто визначає реальну продуктивність комплексу та допустиму довжину проходки.

Одним із найбільш ефективних способів виносу зруйнованого ґрунту із забою на поверхню вважається пневматичне транспортування, особливо для випадків, коли необхідно мінімізувати змішування мінерального ґрунту з гумусним шаром і забезпечити акуратне вилучення матеріалу в бункер.

Безтраншейні технології прокладання підземних комунікацій отримали широке впровадження ще у другій половині ХХ століття [1, 2]. Це пов'язано з розвитком дорожніх мереж та інженерного забезпечення великих міст. Технології виконання земляних робіт відкритим способом детально викладені у роботах [3, 4], де наведено підходи до підбору машин і

механізмів, зокрема для безперервної розробки ґрунту ланцюговими багатоскребковими робочими органами. Однак відкритий спосіб викликає значне порушення верхнього шару ґрунту і є доцільним переважно для комунікацій великих діаметрів.

Ефективність прокладання лінійно-протяжних об'єктів за допомогою машин з ножовим робочим органом (створення глибокої щілини) розглянуто в роботах [5–7]. Показано, що при зростанні темпу робіт майже на порядок енерговитрати зменшуються у 2–3 рази. Водночас цей метод має обмеження через значні тяглові зусилля і практично застосовується для діаметрів до 150 мм. Розрахункові залежності [6, 7] демонструють, що зусилля різання можуть складати 100–350 кН, що потребує відповідної щепної маси базового трактора та/або додаткових тяглових засобів, які не завжди доступні будівельним організаціям.

Методи інтенсифікації механічної розробки ґрунту розглядаються, зокрема, у роботі [8], де описано газове змащення робочої поверхні стисненим повітрям і зниження опору різанню до 30%. Комбіновані методи розробки ґрунту наведені у [10, 11], але комбінація саме глибокого різання та буріння з обґрунтуванням можливості застосування пневмотранспорту для видалення зруйнованого ґрунту практично не висвітлена. Це обґрунтовує актуальність подальших досліджень, спрямованих на вибір параметрів пневмотранспортної системи для очищення свердловини при роботі ножобурогвинтового трубозаглиблювача.

Метою роботи є розробка науково обґрунтованих рекомендацій щодо пневматичного транспортування ґрунту для видалення його назовні при комплексній розробці горизонтально спрямованої свердловини ножобурогвинтовим заглиблювачем.

Для досягнення мети необхідно встановити вплив розміру частинок зруйнованого ґрунту на параметри пневмотранспортування та визначити розрахункові залежності для вибору діаметра трубопроводу, швидкості повітряного потоку та витрат повітря.

Процес формування горизонтально спрямованої свердловини бурножовим обладнанням демонструється схемою (рис. 1). На схемі позначені: 1 – базовий трактор; 2 – свердловина; 3 – трубопровідна пліть; 4 – ножовий робочий орган; 5 – бурова головка; 6 – корпус із гвинтовим обладнанням та захватом для труби.

Суть методу полягає в тому, що ніж прорізає ґрунт до заданої глибини, бурова головка формує свердловину необхідного діаметра, а зруйнований ґрунт вилучається на поверхню пневмотранспортом всмоктувальної дії й накопичується в бункері, який транспортується разом з тягачем. Це забезпечує технологічну вимогу незмішування гумусного шару з мінеральним ґрунтом.

Для вибору діаметру трубопроводу, який впливає на витратні характеристики повітря і матеріалу, необхідно дотримуватися умови пропускної спроможності трубопроводу за максимальним розміром частинок, що транспортуються, за залежністю:

$$D_{\text{тр}} = k \cdot d_{\text{м}} \quad (1)$$

де $D_{\text{тр}}$ – діаметр трубопроводу, мм;
 k – коефіцієнт, який знаходиться в межах від 2 до 3;
 $d_{\text{м}}$ – максимальний розмір частиць, що транспортуються, мм.

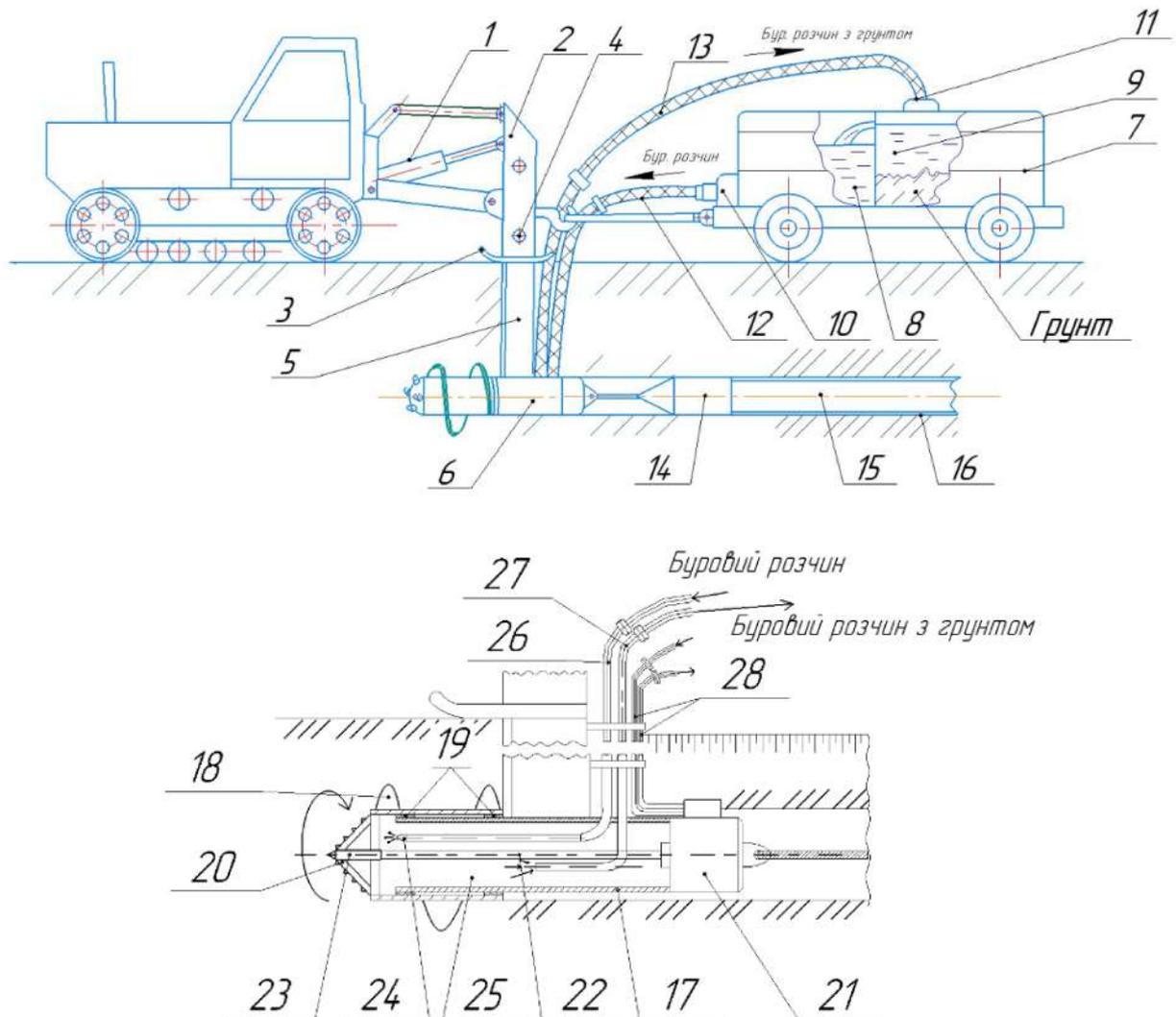


Рис. 1 - Принцип роботи буро-ножогвинтового трубозаглиблювача для безтраншейного прокладання лінійно протяжних комунікаційних об'єктів

Об'ємну витрату повітря визначають за формулою [4]:

$$Q_{\text{в}} = v_{\text{в}} \cdot \frac{\pi \cdot D_{\text{тр}}^2}{4} \quad (2)$$

де $v_{\text{в}}$ – швидкість повітряного потоку, м/с.

При значеннях питомої ваги для дрібнокусового матеріалу $\gamma_{\text{м}} = 2,2 \text{ т/м}^3$ побудуємо графік його залежності від розмірів гранул (рис.2).

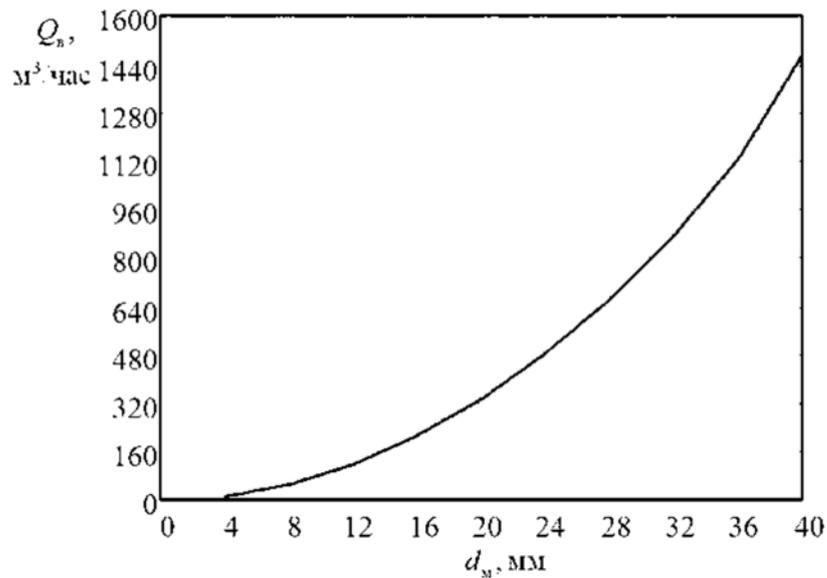


Рис. 2 – Залежність витрати повітря від розміру матеріалу, що транспортується

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.

Висновки

1. Підвищення ефективності формування горизонтально спрямованих свердловин ножобурогвинтовим трубозаглиблювачем можливе за рахунок поєднання комплексної розробки ґрунту та пневматичного транспортування зруйнованого матеріалу з забою на поверхню.
2. Визначальним параметром для проектування пневмотранспортної системи є максимальний розмір частинок ґрунту, який визначає діаметр трубопроводу (1) та потрібні витрати повітря (7).
3. Витрати повітря зростають за близькою до квадратичної залежністю зі збільшенням розмірів частинок: для частинок до 20 мм достатні витрати порядку 570 м³/год, для частинок до 40 мм — до 1140 м³/год.
4. Практична реалізація технології потребує подальшого уточнення режимів роботи бурової головки: швидкості подачі та обертання, геометрії та кількості різальних елементів, а також узгодження з режимами переміщення базової машини.

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-scrapertrench excavators. Восточно-Европейский журнал передовых технологий. 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. – Стр-во. Материаловедение. Машиностроение. Серия: Подъемно-трансп., строит., дор. машины и обор., вып. 103, 2018, с.145-151.

4. Мусійко В.Д. Визначення силового навантаження базового шасі універсальної землерийної машини з віяльно-поступальною подачею її робочого обладнання на забій / В.Д. Мусійко, А.Б. Коваль // Строительство. Материаловедение. Машиностроение. Интенсификация рабочих процессов строительных и дорожных машин. – Дніпропетровськ: ПГСА, 2014. – Вип. 79 – С. 133-

5. Кравець С.В. Грунтозахисні та енергозберігаючі машини (Основи теорії, проектування та створення). Рівне: РДГУ, 1999. – 277с.

ВИБІР ТА ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ШТАНГ ТА ЇХ ФІЗИКО-МЕХАНІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ МАТЕРІАЛУ ПРИ ПРОКОЛІ ҐРУНТУ

**Володимир СУПОНЄВ¹, Віталій РАГУЛІН², В'ячеслав НАВОЛОКОВ³,
Олег ЛЕМЕЦЬ⁴**

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

³Здобувач третього рівня вищої освіти (аспірант), кафедра ЕВСБДМ, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна

⁴Здобувач третього рівня вищої освіти (аспірант), кафедра БДМ, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна

Сучасний розвиток підземного будівництва, реконструкція інженерних комунікацій та зростання обсягів безтраншейних робіт у межах щільної міської забудови зумовлюють підвищені вимоги до надійності та ефективності робочого обладнання. Одним із найбільш поширених методів формування горизонтальних свердловин малого діаметра є статичний або квазістатичний прокол ґрунту штанговими установками.

Ключовим елементом таких установок є штанги, які передають осьове зусилля проколу, крутний момент (у разі комбінованого впливу) та сприймають значні стискуючі, згинальні й динамічні навантаження. Неправильний вибір геометричних параметрів або матеріалу штанг призводить до втрати стійкості, пластичних деформацій, руйнування різьбових з'єднань і, як наслідок, до аварійних зупинок робіт.

У зв'язку з цим обґрунтування параметрів штанг та фізико-механічних властивостей матеріалу є важливим науково-технічним завданням, що безпосередньо впливає на ефективність та безпеку процесу проколу ґрунту.

Питанням проколу ґрунту та формування горизонтальних свердловин присвячено значну кількість наукових робіт [1–3]. У них розглядаються загальні закономірності взаємодії робочих органів із ґрунтом, визначаються зусилля проколу та енергетичні характеристики процесу.

Водночас більшість досліджень зосереджені на наконечниках, конусах або гвинтових робочих органах, тоді як штанги часто розглядаються лише як допоміжний елемент передачі зусиль. Питання їхньої поздовжньої стійкості, міцності при стиску з вигином, втомної міцності та впливу матеріалу залишаються недостатньо систематизованими, особливо для умов проколу в неоднорідних ґрунтах.

Метою даної роботи є обґрунтування геометричних параметрів штанг та вибір матеріалу з необхідними фізико-механічними властивостями, що забезпечують надійну роботу при проколі ґрунту.

Для досягнення поставленої мети необхідно:

- проаналізувати навантаження, які діють на штанги в процесі проколу;
- встановити умови втрати стійкості штанг при осьовому стиску;
- визначити вплив геометричних параметрів (діаметра, довжини, форми перерізу);
- обґрунтувати вимоги до механічних властивостей матеріалу штанг.

Навантаження, що діють на штанги при проколі ґрунту

У процесі проколу ґрунту штанги зазнають складного напруженого стану, що включає:

- осьове стискує навантаження PPP ;
- згинальні моменти, зумовлені відхиленням свердловини;
- крутний момент (у разі корекції траєкторії);
- динамічні навантаження при нерівномірному опорі ґрунту.

Основним є осьове навантаження штанг, яке задається силами опору при проколі ґрунту та силами тертя від протягування її у свердловині:

$$P = P_{np} + P_{тр}, \quad (1)$$

де P_{np} – опір ґрунту проколу; $P_{тр}$ - сили тертя вздовж поверхні штанг.

Умова міцності штанги при осьовому стиску:

$$\sigma = \frac{P}{A} \leq [\sigma], \quad (2)$$

де A – площа поперечного перерізу; $[\sigma]$ - допустиме напруження матеріалу.

Для довгих штанг визначальною є умова втрати стійкості (за Ейлером):

$$P_{кр} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{(l_{ef})^2}, \quad (3)$$

де E – модуль пружності матеріалу; I - момент інерції перерізу, l_{ef} - ефективна довжина штанги.

Умова надійної роботи:

$$P \leq \frac{P_{кр}}{k_3}, \quad (4)$$

де k_3 – коефіцієнт запасу стійкості.

Ключовими параметрами є: діаметр штанги d ; довжина окремої секції l ; тип з'єднання (різьбове, муфтове).

Момент інерції круглого перерізу:

$$I = \frac{\pi \cdot d^4}{64}, \quad (5)$$

Зі збільшенням діаметра d різко зростає стійкість штанги, однак збільшується її маса та сили тертя, що потребує компромісного вибору параметрів.

Матеріал штанг повинен забезпечувати:

- високу межу текучості σ_t ;
- високий модуль пружності E ;
- достатню в'язкість та опір втомі;
- зносостійкість різьбових з'єднань.

Найбільш поширеними є леговані конструкційні сталі є 40Х; 30ХГСА та 42СгМо4.

Допустиме напруження визначається:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_t}{n}, \quad (6)$$

де n – коефіцієнт запасу міцності.

Нерівномірність ґрунтів, наявність включень і відхилення траєкторії викликають додаткові згинальні напруження:

$$\sigma_{\max} = \frac{P}{A} + \frac{M}{W}, \quad (7)$$

де M – згинальний момент, W – момент опору перерізу.

На основі аналізу можна сформулювати такі рекомендації:

- довжина окремої штанги повинна бути мінімально можливою з технологічних міркувань;
- діаметр штанги обирається з умови стійкості, а не лише міцності;
- матеріал – легована сталь із термообробкою;
- різьбові з'єднання повинні мати запас міцності не менше, ніж у тілі штанги.

Висновок

Параметри штанг при проколі ґрунту визначаються поєднанням умов міцності, стійкості та експлуатаційної надійності. Основним обмежувальним фактором є втрата поздовжньої стійкості, що потребує ретельного вибору геометрії та матеріалу. Запропоновані залежності можуть бути використані при проектуванні штангових установок і виборі їх раціональних параметрів для конкретних ґрунтових умов.

Література

1. Rudnev V.K., Suponiyv V.N., Saenko N.V. et al. Soil thrust boring plant of static action. Magazine of Civil Engineering. 2015. №2.
2. Супонєв В.М., Кравець С.В., Посмітюха О.П. Наукові основи створення робочих органів для формування свердловин у ґрунті. Харків: ХНАДУ, 2021.
3. Кравець С.В. Ґрунтозахисні та енергозберігаючі машини. Рівне: РДТУ, 1999.
4. Vivchar S.M., Sayenko N.V., Suponyev V.N. Technologies and methods of improving their efficiency. Харків: ХНАДУ, 2015.
5. Bowles J.E. Foundation Analysis and Design. McGraw-Hill, 1996.

**ПЕРЕВАГИ ГЛИБОКОГО РІЗАННЯ ҐРУНТУ НОЖЕМ З
ВІБРАЦІЙНИМ КОЛИВАННЯМ У ПОРІВНЯННІЗ ПАСИВНИМ
(СТАТИЧНИМ) В МАШИНАХ ДЛЯ БЕЗТРАНШЕЙНОГО
ПРОКЛАДАННЯ КАБЕЛІВ**

**Володимир СУПОНЄВ¹, Віталій РАГУЛІН², Євгеній МАКОПУХ³,
Микита КУЛІКОВ⁴**

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

³Здобувач третього рівня вищої освіти (аспірант), кафедра ЕВСБДМ, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна

⁴Здобувач другого рівня вищої освіти (магістрант), кафедра БДМ, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна

Розвиток інженерної інфраструктури сучасних міст зумовлює зростання обсягів робіт з прокладання кабельних ліній електропостачання, зв'язку та керування. Умови щільної міської забудови, насиченість підземного простору комунікаціями та обмеження щодо порушення дорожніх покриттів сприяють широкому застосуванню безтраншейних технологій прокладання кабелів.

Одним із найбільш поширених технічних рішень є прокладання кабелів методом глибокого різання ґрунту ножом, при якому формується вузька щілина, в яку укладається кабель або захисна оболонка. Традиційно такі машини оснащуються пасивними (статичними) ножами, які здійснюють різання ґрунту за рахунок осьового зусилля подачі. Проте в умовах щільних, злежаних або неоднорідних ґрунтів це супроводжується значними тяговими зусиллями, підвищеними енерговитратами та інтенсивним зношуванням робочих органів.

Перспективним напрямом підвищення ефективності таких машин є застосування вібраційного коливання ножа, яке дозволяє змінити характер взаємодії «ніж – ґрунт» та істотно зменшити опір різанню.

Питання різання ґрунтів робочими органами будівельних і дорожніх машин розглядаються у працях багатьох дослідників [1–3]. У них показано, що величина опору різанню значною мірою залежить від фізико-механічних властивостей ґрунту, геометрії ножа та режимів його руху.

Дослідження процесів вібраційного різання підтверджують, що накладання коливального руху на основний поступальний рух інструмента призводить до зниження контактних напружень і руйнування структурних зв'язків у ґрунті [4, 5]. Разом з тим, більшість робіт присвячена поверхневій

обробці або ущільненню ґрунтів, тоді як глибоке різання вузькою щілиною, характерне для кабелеукладачів, залишається недостатньо дослідженим.

Метою даної роботи є обґрунтування переваг глибокого різання ґрунту ножом з вібраційним коливанням у порівнянні з пасивним (статичним) ножом у машинах для безтраншейного прокладання кабелів.

Для досягнення мети необхідно виконати наступне: проаналізувати процес статичного різання ґрунту ножом; дослідити вплив вібраційних коливань на опір різанню; порівняти енергетичні та силові показники обох способів; сформулювати практичні переваги застосування вібраційних ножів.

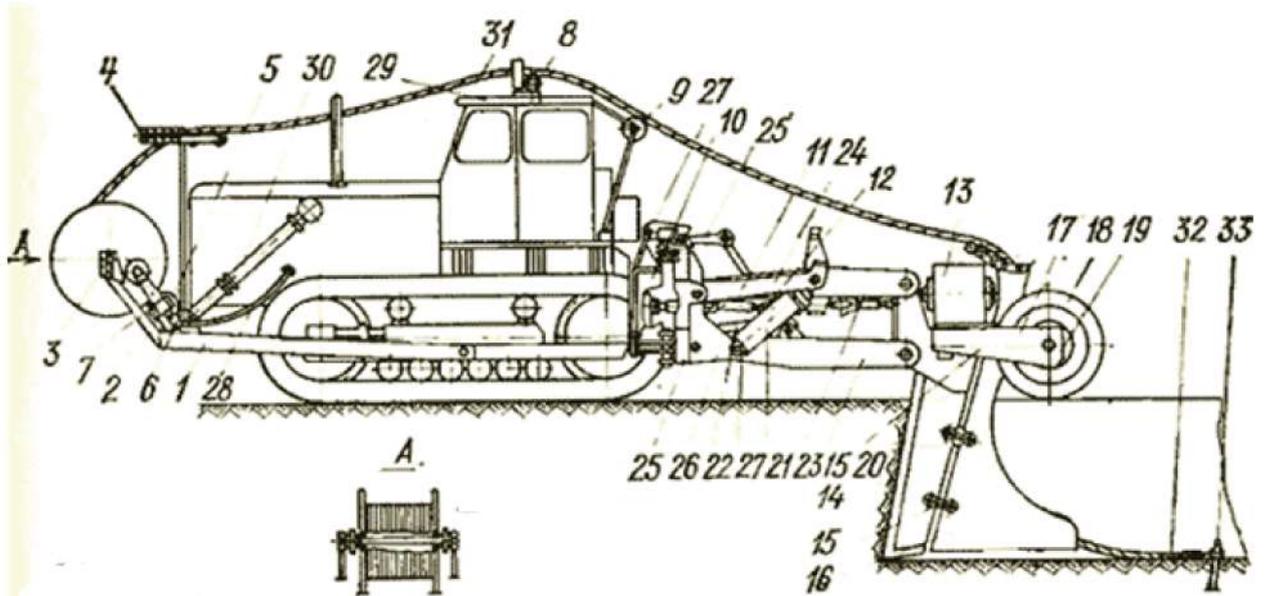


Рис. 1 - Принципова схема кабелеукладача з вібраційним ножовим робочим органом

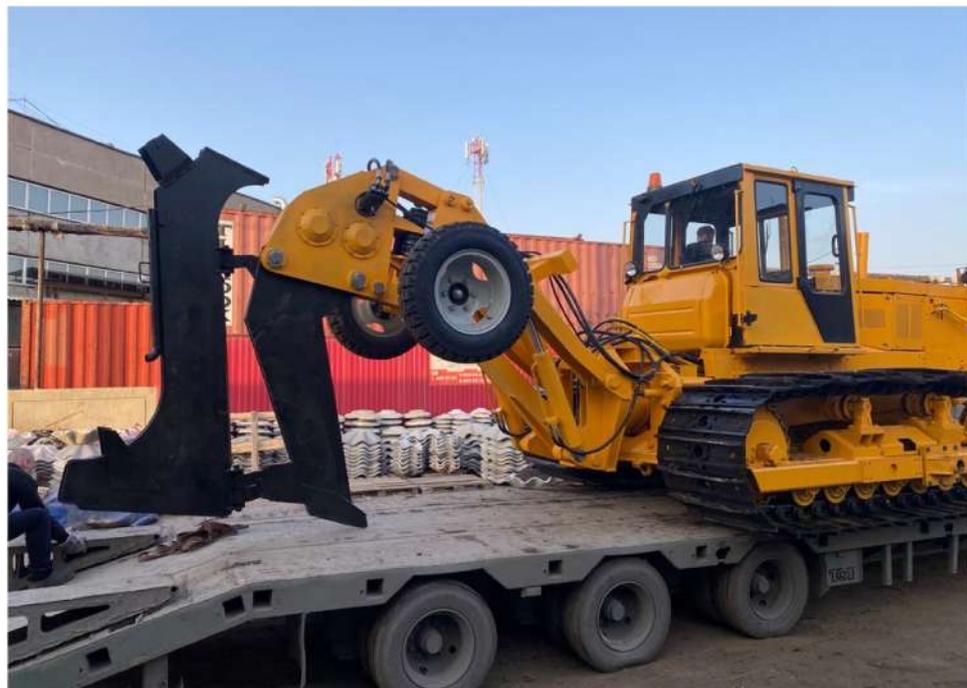


Рис. 2 - Загальний вигляд вібраційного кабелеукладача КВГ-1

З технічної літератури та інших інформаційних джерел [6,7] відомо, що в практиці безтраншейного прокладання інженерних комунікацій вібраційне обладнання вже знайшло достатньо широке впровадження. Схематично кабелеукладач з коливальним ножовим робочим органом представлений на рис.1, а сама машина представлена на рис. 2. Але, нажаль теоретичного обґрунтування дійсно ефективному процесу глибокого різання ґрунту вібраційним ножом нами не виявлено.

При пасивному різанні ніж здійснює поступальний рух у ґрунті, руйнуючи його за рахунок перевищення граничних напружень зсуву. Сила опору різанню може бути представлена у вигляді:

$$P_{cm} = k \cdot b \cdot h, \quad (1)$$

де k – питомий опір різанню ґрунту;
 b - ширина ножа;
 h - глибина різання

Зі збільшенням глибини різання сила опору різко зростає, що обмежує можливість застосування статичних ножів у щільних ґрунтах і призводить до підвищення тягового зусилля базової машини.

Розглянемо вібраційне різання ґрунту та його особливості.

При вібраційному різанні на ніж, окрім поступального руху, накладається коливальний рух з амплітудою A і частотою f . Швидкість коливань руху:

$$v_B = 2\pi \cdot f \cdot A, \quad (2)$$

У цьому випадку контакт між ножом і ґрунтом набуває переривчастого характеру, що призводить до зменшення ефективного коефіцієнта тертя та зниження міцності ґрунтів в зоні різання. Еквівалентний опір різанню можна подати як:

$$P_B = \alpha \cdot P_{cm}, \quad (3)$$

де $\alpha < 1$ - коефіцієнт зниження опору при вібраційному впливі.

Проведемо порівняльний аналіз силових та енергетичних показників машин із статичним та вібраційним різанням ґрунту.

Зменшення сили різання безпосередньо впливає на тягове зусилля машини:

$$T_B = T_{cm} \cdot \alpha, \quad (4)$$

Крім того, зменшується потужність, необхідна

$$N = P \cdot v, \quad (5)$$

де v - швидкість руху машин.

Хоча вібраційний привід потребує додаткової енергії, сумарні енерговитрати системи зазвичай зменшуються за рахунок істотного зниження опору різанню та стабілізації процесу роботи.

Ефекту зниження опору різання ґрунту ножом з вібраційним коливанням сприяють: зниження міцності ґрунтових зв'язок; зменшенню адгезії ґрунту до поверхні ножа та формуванню зони розпушення перед різальною кромкою.

До основних переваг глибокого різання ґрунту ножом з вібраційним коливанням можна віднести: зменшення тягового зусилля базової машини; можливість роботи в щільних і злежаних ґрунтах; зниження зносу ножа та елементів приводу; підвищення стабільності траєкторії різання; збільшення глибини прокладання кабелів без збільшення маси машини.

Висновок

Застосування вібраційного коливання ножа при глибокому різанні ґрунту в машинах для безтраншейного прокладання кабелів є ефективним способом зниження опору різанню та енерговитрат. У порівнянні з пасивним ножом, вібраційний ніж забезпечує більш сприятливі умови руйнування ґрунту, підвищує надійність роботи машини та розширює область її застосування. Отримані результати можуть бути використані при проектуванні та модернізації кабелеукладачів і аналогічних машин.

Література

1. Кравець С.В. Ґрунтозахисні та енергозберігаючі машини. Рівне: РДТУ, 1999.
2. Супонев В.М., Кравець С.В., Посмітюха О.П. Наукові основи створення робочих органів для формування комунікаційних порожнин у ґрунті. Харків: ХНАДУ, 2021.
3. Хмара Л.А., Кравець С.В., Скоблюк М.П. и др. Машини для земляних робіт: підручник; за заг. ред. д.т.н., проф. Л.А. Хмари та д.т.н., проф. С.В. Кравця. Х.: ХНАДУ, 2014. 548 с.
4. Кравець С.В., Скоблюк М.П., Стіньо О.В., Зоря Р.В. Критичноглибинні двоярусні ґрунторозпушувачі: Монографія. Рівне:НУВГП, 2018 235 с.
5. Rudnev V.K., Suponiyv V.N., Saenko N.V. Soil cutting resistance in trenchless technologies. Magazine of Civil Engineering. 2016.
6. Blekhman I.I. Vibrational Mechanics. World Scientific, 2000.
7. Vivchar S.M., Sayenko N.V., Suponyev V.N. Technologies and methods of improving their efficiency. Харків: ХНАДУ, 2015.

ВИЗНАЧЕННЯ МАКСИМАЛЬНОГО ТЯГЛОВОГО ЗУСИЛЛЯ ВІД ГВИНТОВОГО РОБОЧОГО ОРГАНУ

Володимир СУПОНЄВ¹, Євгеній ДОЛОТОВ²

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

²Здобувач третього рівня вищої освіти (аспірант), кафедра ЕВСБДМ, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна

Аналіз технічної літератури нових технічних рішень або шляхів удосконалення та підвищення ефективності технологій по створенню малогабаритних машин і установок для прокладання та реконструкції підземних комунікацій в умовах щільної забудовлі особливо великих міст показав, що одним з таких напрямків є розробка свердловин в ґрунті гвинтовим робочим органом. Завдяки тягучої силі від гвинтової пари «лопать – ґрунт» необхідність в осьовій задавлюючій силі для переміщення робочого органу в ґрунті відпадає. В порівнянні з методом статичного проколу, це дозволяє суттєве підвищити точність проколу ґрунту та збільшити довжину його прольотів. Крім того зменшується радіальна напруженість від ущільнення ґрунту та підвищується темп виконання робіт.

Вивченню процесу загвинчування в ґрунт гвинтових палів та якірних кріплень присвячено багато досліджень [1, 2]. Визначенню їх конструктивних параметрів та силового приводу машин присвячена робота [3]. Детальному дослідженню процесу загвинчування гвинтової сваї механізмами, які мають механізм блоку для примусової осьової подачі, наведено в роботі [4]. Досліджень процесу формування горизонтальних свердловин для безтраншейного прокладання підземних комунікацій не виявлено.

Ціллю даної роботи є встановлення причин зриву робочого органу горизонтального загвинчування гвинтових проколюючих робочих органів та розробка рекомендацій по їх усунення.

За результатами теоретичного аналізу та попереднього уявлення процесу розробки горизонтальної свердловини робота запропонованого типу гвинтового робочого органу складається з наступних моментів, які підлягають подальшому теоретичному вирішенню: встановленню сил опору проколу ґрунту виступаючою голкою та розширенню лидерної свердловини конусним наконечником головного стержня робочого органу; визначити вплив параметрів гвинтових лопатей на тягучий процес та отримати рекомендації по їх раціональному визначенню; оцінити технологічні аспекти, такі як початкове заглиблення у масив ґрунту та вірогідні відмови процесу; створити тяговий розрахунок установок та розробити практичні рекомендації до її застосування.

При осьовому опорі за рахунок спірання тильної поверхні лопаті в ґрунт виникає його ущільнення. З ростом напруження ґрунта навколо лопаті виникає ядро ущільнення (рис.1), яке визначає три можливі сценарію процесу:

- ядро утримується в масиві ґрунта та обертано-поступальний рух робочого органу продовжується;
- ущільнене ядро затримується в ґрунті на місці. А гвинтовий робочий орган продовжує обертатися;
- ущільнене ядро утримується на гвинтовій лопаті та обертається разом з нею, ґрунтова різьба при цьому зривається.

В другому та третьому випадках відбувається зупинка руху.

Конструкції гвинтового робочого органу та відповідні до них схеми для визначення причин та умов зриву процесу проколу ґрунту демонструються для двох випадків - з одnogвинтовим робочим органом та з багатовитковим робочим органом. Від цього залежить форма ґрунтового тіла, яке що зривається та обертається разом з лопатями. Загальна поверхня тіла зриву визначає максимальне зусилля внутрішнього зчеплення з ґрунтом, а відповідно можна вважати його, як максимальне тяглове зусилля.

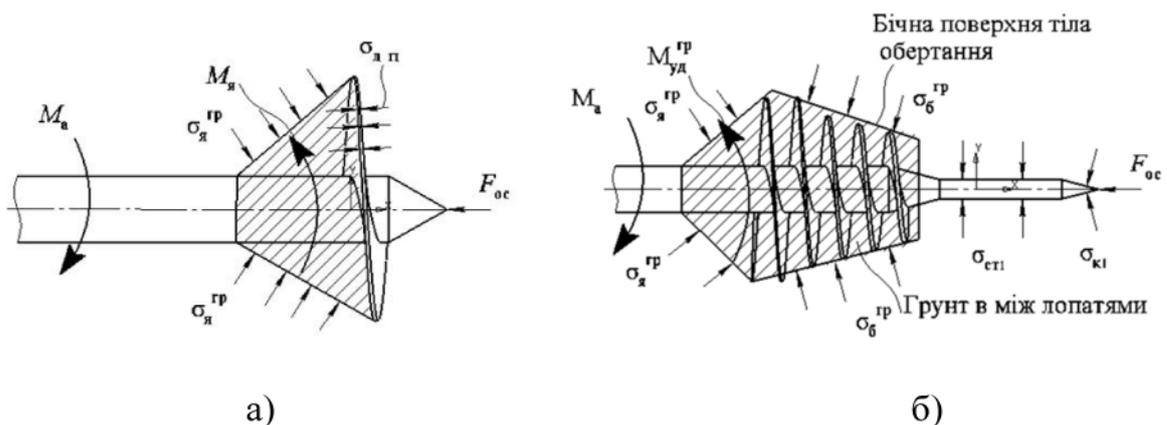


Рис. 1 – Схема для визначення причин та умов зриву процесу проколу ґрунту гвинтовим робочим органом: а- для одnogвинтового робочого органу; б – для багатовиткового робочого органу

Момент, який утримує ущільнене ядро в масиві ґрунту можна визначити наступним чином:

$$\sum M_{уд}^л = \sigma_{гр}^{пр} \cdot S_{я}^{бок} \cdot R_{я}^{бок} \quad (1)$$

де $\sigma_{гр}^{пр}$ – крайнє пружний стан ґрунту в ущільненому ґрунті;

$S_{я}^{бок}$ – бокова поверхня ущільненого ядра;

$R_{я}^{бок}$ – середній радіус сил, що утримують ядро в масиві ґрунту, який може бути прийнятим рівним $R_{пр} = 0,66 \cdot D_{л}$.

Момент, що утримує ущільнене ядро на гвинтовій лопаті можна представити, як

$$M_{уд}^л = \sigma_{гр}^{пр} \frac{\pi \cdot (D_{л}^2 + d_{шт}^2)}{4} \cdot 0,66 \cdot D_{л}. \quad (2)$$

Висновок

Таким чином, знаючи сумарний момент опору загвинчуванню та осьову силу опору переміщення робочого органу можна встановити потужність приводу установки в залежності від його параметрів. Максимальна сила зриву ядра ущільнення відповідає максимальному тяговому зусиллю гвинтового робочого органу відповідно до конкретних ґрунтових умов та їх фізико-механічних властивостей.

Література

1. Rudnev V.K., Suponyiv 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. Kovalevskiy, A. Koval Determination efficient operating modes and sizes of blades for multi-scraper trench excavators. Восточно-Европейский журнал передовых технологий. 2020. № 4/1(16). С. 23–28.
3. Супонев В.М. Наукові основи та практика створення мінімальноенергоємних робочих органів для формування комунікаційних порожнин в ґрунті /Супонев В.М., Кравець С.В., Посмітюха О.П., Балесний С.П.Монографія. Харків, ХНАДУ, 2021. 304 с.
4. Кравець С.В. Ґрунтозахисні та енергозберігаючі машини (Основи теорії, проектування та створення). Рівне: РДТУ, 1999. – 277с.
5. Vivchar S.M. Technologies and methods of improving their efficiency/ N.V. S.M. Vivchar Sayenko, V.N. Suponev, // Студентство. Наука. Іноземна мова: Збірник наукових праць студентів, аспірантів та молодих науковців. – Харків: ХНАДУ, 2015.– Вип. 7. Частина 1. С 282

АНАЛІЗ СУЧАСНИХ НАУКОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ У ГАЛУЗІ ГЛИБОКОЇ РОЗРОБКИ ҐРУНТОВОГО СЕРЕДОВИЩА

Євген ТХОРУК¹, Богдан СТЕПАНЮК²

¹Кандидат технічних наук, професор кафедри БДММ, Національного університету водного господарства та природокористування, м. Рівне, Україна

²Старший викладач, здобувач третього рівня вищої освіти (аспірант), кафедри БДММ, Національного університету водного господарства та природокористування, м. Рівне, Україна

Глибоке розпушення ґрунту є ключовим агротехнічним заходом, спрямованим на руйнування плужної підшви, покращення водо- та повітрообміну і підвищення продуктивності культур. Водночас процес глибокого розпушення ґрунту супроводжується значними енергетичними витратами та інтенсивним зносом робочих органів, що зумовлює актуальність досліджень зі зниження тягового опору, оптимізації конструкцій і підвищення довговічності глибокорозпушувачів.

Аналіз публікацій останніх 5 років свідчить про активне застосування чисельних методів (FEM, DEM) і CAE-проектування. Так, Allaie S.P. та ін. у роботі [1] шляхом топологічної оптимізації конструкції робочого органа глибокорозпушувача досягнуто зменшення його маси на 14,86 % без зниження міцності, що створює передумови для зменшення енергоспоживання. У роботі Ratak I. та Bogowski P. F. [2] проведено подібні дослідження, у яких досягнуто зменшення загальної маси робочого органа на 40 %, що підтверджує ефективність топологічної оптимізації..

У роботі Wang Y. та ін. [3] на основі DEM-моделювання та польових експериментів встановлено істотний вплив типу робочого органа і відстані між ними на тяговий опір. Найменші значення отримані для робочого обладнання, скомпонованого робочими органами типу *TS-SM* з відстанню між ними 600 мм. Значення опору обробітку ґрунту під час DEM-моделювання були меншими порівняно з експериментальними дослідженнями на 10 %, що підтверджує ефективність DEM-моделювання.

Розробки, орієнтовані на стабілізацію процесу глибокої розробки ґрунту, представлені у роботі Lou S. та ін. [4], де впроваджено систему моніторингу та автоматичного регулювання глибини розробки ґрунту. Застосування ультразвукових датчиків забезпечило підвищення коефіцієнта стабільності глибини до 92,43 % і зменшення її варіації, що позитивно вплинуло на навантаження робочих органів у швидкісних режимах роботи.

Значна увага приділяється біонічно-синтезованим рішенням. У роботі Wang X. та ін. [5] показано, що композитні біонічні поверхні робочих органів інтенсифікують рух частинок ґрунту (до +57,8 %) і знижують тяговий опір, що

підтверджено експериментально з похибкою менше 3 %. Аналогічні результати зафіксовано для газоструменевої інтенсифікації процесу розробки ґрунту [6], де тяговий опір зменшився до 16,66 % при одночасному збільшенні об'єму зруйнованого ґрунту.

Біонічно-синтезовані методи різання з підрізанням угору [7] забезпечують максимальне зниження тягового зусилля до 79,73 % за оптимальних кутів і швидкостей. Дослідження Peng Wu та ін. [8] підтверджують визначальний вплив швидкості та шаруватості ґрунту на формування зони руйнування, що необхідно враховувати при виборі режимів роботи.

В роботах [9, 10] за допомогою математичного моделювання у поєднанні з DEM-моделюванням отримано аналітичні залежності питомого опору від геометричних параметрів ламаних стійок і схеми компонування робочих органів. Запропонована W-подібна схема розташування робочих органів [10] з використанням ламаних конструкцій стійок типу-В [9] для заднього ряду демонструє вищу ефективність обробітку ґрунту порівняно з V- та Λ-схемами, а результати чисельних досліджень підтвердили адекватність моделей із похибкою, що не перевищує 5 %.

Подальший розвиток біонічно-синтезованих конструкцій робочих органів відображено у роботах [11–15], у яких геометрію робочих органів сформовано на основі конкретних біологічних прототипів і перевірено чисельними та експериментальними методами. Зокрема, у роботі [11] біонічно-синтезований робочий орган, натхненний морфологією цикади, забезпечив зменшення тягового опору в середньому на 17,7 % та підвищення ефективності розпушення на 17,37 %; при цьому під час валідації результатів DEM-моделювання відносна похибка не перевищувала 6,1 %. У роботі [12] на основі геометрії голови піщаної риби синтезовано зуби робочого обладнання розпушувача, що дозволило знизити горизонтальний і вертикальний опір різанню на 8,34–19,31 % залежно від конфігурації робочого обладнання..

У дослідженні [13] біонічно-синтезована стійка робочого органа, відтворена за контуром кігтів мексиканського ховраха, забезпечила зменшення середньої сили тяги до 22,25 % та покращення заглиблення робочого органа. Роботи [14, 15] показали, що використання морфологічних ознак крота [14], борсука та панголіна (пластинчастий мураход) [15] у конструкції робочих органів дозволяє знизити силу заглиблення на 10–16 % за результатами DEM-моделювання, що підтверджено польовими випробуваннями..

Висновок

Проведений аналіз сучасних досліджень процесу глибокого обробітку ґрунту показав, що основний розвиток цієї наукової галузі зосереджений на застосуванні чисельних методів моделювання (DEM, FEM), комп'ютерного інженерного проектування та біонічного-синтезу конструкцій робочих органів. Отримані результати переконливо підтверджують можливість зниження тягового опору (у середньому на 8–26%), покращення показників

руйнування та розпушення ґрунтового середовища, а також підвищення енергетичної ефективності обробітку за рахунок оптимізації геометрії, взаємного розташування робочих органів і режимів роботи ґрунторозробного обладнання.

Водночас встановлено, що більшість робіт мають прикладний характер і базуються переважно на 3D-моделюванні та експериментальній перевірці без формування розрахункових математичних моделей. У дослідженнях, як правило, не враховуються критична глибина [16, 17], та критична швидкість [17] різання ґрунту, що обмежує можливість теоретичного обґрунтування параметрів і режимів роботи ґрунторозробного обладнання.

Таким чином, актуальним науково-технічним завданням є розроблення комплексних математичних моделей процесу глибокого розпушення ґрунту, які поєднували б аналітичні залежності з результатами DEM/FEM-моделювання та експериментів і враховували критичні режими різання. Це дозволить створити науково обґрунтовану методику розрахунку та проектування високоефективних швидкісних глибокорозпушувачів із мінімальним тяговим опором та підвищеною якістю обробітку ґрунту.

Література

1. Topology Optimization of a Straight Subsoiler through Computer Mathematical Modelling / S. P. Allaie та ін. *Current Journal of Applied Science and Technology*. 2020. Vol. 39. P. 35–46. DOI: 10.9734/cjast/2020/v39i3331016.
2. Patuk I., Borowski P. F. Computer aided engineering design in the development of agricultural implements: a case study for a DPFA. *Journal of Physics: Conference Series*. 2020. Vol. 1679. Art. 052005. DOI: 10.1088/1742-6596/1679/5/052005.
3. Evaluating the effects of subsoiler type and spacing on tillage resistance and soil conservation with DEM simulation and field experiment / Y. Wang та ін. *International Journal of Agricultural and Biological Engineering*. 2024. Vol. 17, no. 6. P. 115–123. DOI: 10.25165/j.ijabe.20241706.8996.
4. Design and test evaluation of the subsoiler equipped with tillage depth monitoring and control subsoiling assemblies / S. Lou та ін. *INMATEH Agricultural Engineering*. 2021. P. 139–152. DOI: 10.35633/inmateh-65-15.
5. Composite Biomimetic Multi-Subsoiler for Drag Reduction and Wear Resistance Simulation and Experimental Validation / X. Wang та ін. *Biomimetics*. 2025. Vol. 10, no. 12. Art. 793. DOI: 10.3390/biomimetics10120793.
6. Numerical simulation and field experiment study of the supersonic gas jet subsoiler based on DEM / X. Li та ін. *PLOS One*. 2025. Vol. 20, no. 8. Art. e0328565. DOI: 10.1371/journal.pone.0328565.
7. DEM Simulation and Experimental Investigation of Draft-Reducing Performance of Up-Cutting Subsoiling Method Inspired by Animal Digging / P. Gao та ін. *Agriculture*. 2025. Vol. 15, no. 19. Art. 2046. DOI: 10.3390/agriculture15192046.

8. DEM simulation of subsoiling for soil disturbance as affected by soil layering and working speed / P. Wu та ін. Smart Agricultural Technology. 2023. Art. 100385. DOI: 10.1016/j.atech.2023.100385.

9. Development of a Mathematical Model and Structural Optimization of the Specific Resistance of a Broken Line Subsoiler / D. Qiao та ін. Agriculture. 2025. Vol. 15, no. 3. Art. 352. DOI: 10.3390/agriculture15030352.

10. Mechanism Analysis of Soil Disturbance in Sodic Saline–Alkali Soil Tillage Based on Mathematical Modeling and Discrete Element Simulation / M. Liu та ін. Agriculture. 2025. Vol. 15, no. 17. Art. 1885. DOI: 10.3390/agriculture15171885.

11. Performance Evaluation of a Cicada-Inspired Subsoiling Tool Using DEM Simulations / X. Wang та ін. Biomimetics. 2024. Vol. 9, no. 1. Art. 25. DOI: 10.3390/biomimetics9010025.

12. Bionic Design and Performance Experiment of Sandfish Head Inspired Subsoiler Tine / Z. Zhang та ін. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery. 2021. Vol. 52, no. 9. P. 33–42.

13. Subsoiler Tool with Bio-Inspired Attack Edge for Reducing Draft Force during Soil Tillage / F. Garibaldi-Márquez та ін. AgriEngineering. 2024. Vol. 6, no. 3. P. 2678–2693. DOI: 10.3390/agriengineering6030156.

14. Increasing the width of disturbance of plough pan with bionic inspired subsoilers / W. Song та ін. Soil and Tillage Research. 2022. Vol. 220. Art. 105356. DOI: 10.1016/j.still.2022.105356.

15. DEM Study and Field Experiments on Coupling Bionic Subsoilers / Z. Xu та ін. Biomimetics. 2025. Vol. 10, no. 5. Art. 306. DOI: 10.3390/biomimetics10050306.

16. Кравець С. В. Теорія руйнування робочих середовищ : навч. посіб. Рівне : НУВГП, 2008. 124 с. URL: <http://ep3.nuwm.edu.ua/id/eprint/2113>

17. Кравець С. В., Лук'янчук О. П., Нечидюк А. А. Ґрунтозахисні та енергозберігаючі робочі процеси землерийно-ярусних машин : монографія / за заг. ред. С. В. Кравця. Рівне : НУВГП, 2024. 121 с. URL: <http://ep3.nuwm.edu.ua/id/eprint/30295>

ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ВПРОВАДЖЕННЯ СИСТЕМ ПРОГНОЗНОГО ТЕХНІЧНОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ

Олена ХАЧАТУРЯН¹, Ілля ЄРМОЛАЄВ²

¹Кандидатка економічних наук, доцентка кафедри ЕПтаГРС, Центральноукраїнський національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна

³Здобувач другого рівня вищої освіти (магістрант), кафедра ЕПтаГРС, Центральноукраїнський національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна

Сучасні підприємства в умовах глобальної конкуренції змушені шукати шляхи зниження витрат на експлуатацію машин і обладнання при одночасному підвищенні їх надійності та продуктивності. Традиційні підходи до технічного обслуговування (реактивний та планово-попереджувальний) часто призводять до необґрунтованих ремонтів або аварійних зупинок, що негативно впливає на собівартість продукції та загальну ефективність виробництва. У зв'язку з цим зростає інтерес до стратегій обслуговування, що базуються на реальному стані обладнання – зокрема, прогнозного технічного обслуговування як способу мінімізувати втрати від несподіваних відмов і оптимізувати витрати обслуговування [1, с. 16-17].

Проблема прогнозного технічного обслуговування розглядається в українських наукових працях як технічний і економічний феномен. Зокрема, в тезах [1, с. 16-17] показано, що впровадження елементів прогнозування в систему технічного обслуговування мобільної та транспортної техніки сприяє підвищенню ефективності експлуатації та зниженню витрат на ремонти.

Важливим аспектом оцінювання економічної результативності технічного обслуговування є моніторинг об'єктів технічного стану та вплив діагностики на оптимізацію ремонтних заходів. У роботі [2] розглядаються цифрові стратегії підвищення ефективності обслуговування суден, що вказує на важливість систем моніторингу і прогнозування стану обладнання для зниження витрат і підвищення ефективності. Також оцінювання ефективності систем технічного обслуговування проведено у спеціальних наукових виданнях, які аналізують принципи оптимізації технічного обслуговування засобів транспорту з економічної точки зору [3].

У практичному аналізі з джерел новаторських видань наголошується, що впровадження прогнозного технічного обслуговування сприяє зниженню витрат на технічне обслуговування, скороченню кількості незапланованих простоїв та збільшенню часу безаварійної роботи обладнання [4].

Основним завданням цього дослідження є аналіз економічної ефективності впровадження систем прогнозного технічного обслуговування

технологічного обладнання шляхом оцінювання їх впливу на витрати виробництва та показники експлуатаційної ефективності.

Прогнозне технічне обслуговування (Predictive Maintenance, PdM) – це стратегія управління технічним станом обладнання, що ґрунтується на постійному моніторингу параметрів роботи, зборі даних та їх аналізі для прогнозування можливих відмов. На відміну від планово-попереджувального обслуговування, PdM дозволяє проводити ремонти в момент фактичної потреби, що зменшує витрати та скорочує простої обладнання [1, с. 16-17].

Основні етапи PdM:

1. Збір даних – використовуються сенсори та вимірювальні пристрої для контролю температури, вібрації, тиску, струму, рівня зношування деталей тощо.

2. Обробка та аналіз даних – застосовуються статистичні методи, методи машинного навчання та алгоритми прогнозування відмов (RUL – Remaining Useful Life) [2].

3. Прийняття рішень щодо обслуговування – визначаються оптимальні моменти проведення ремонтних робіт, заміни деталей або регулювання обладнання.

4. Оцінка економічної ефективності – аналізуються витрати на впровадження системи PdM, а також потенційні вигоди від скорочення аварійних простоїв і ремонту.

На рис. 1 наведено узагальнену схему прогнозного технічного обслуговування, відображає послідовний та логічно взаємопов'язаний процес управління технічним станом технологічного обладнання, спрямований на підвищення економічної ефективності його експлуатації. Основною особливістю цієї схеми є інтеграція технічних процедур моніторингу й діагностики з економічними механізмами прийняття управлінських рішень.

Початковим елементом схеми є система сенсорів і датчиків, що здійснює безперервний або періодичний контроль параметрів роботи обладнання (вібрації, температури, тиску, струму споживання, рівня зносу тощо). На цьому етапі формується первинна інформаційна база для подальшого аналізу технічного стану машин.

З економічної точки зору, застосування сенсорів дозволяє зменшити інформаційну невизначеність щодо реального стану обладнання, знизити ризик раптових відмов, що призводять до значних непрямих витрат, а також скоротити втрати від браку продукції, пов'язаного з деградацією обладнання.

На етапі збору даних здійснюється накопичення, фільтрація та систематизація інформації, отриманої від сенсорів. Дані можуть зберігатися у локальних базах або хмарних сховищах і формувати історію експлуатації кожної одиниці обладнання.

Економічна сутність цього етапу полягає у створенні умов для переходу від інтуїтивного до обґрунтованого управління технічним обслуговуванням, усуненні надлишкових планових ремонтів, які не відповідають фактичному стану обладнання та зниженні витрат на технічне обслуговування за рахунок точнішого планування.

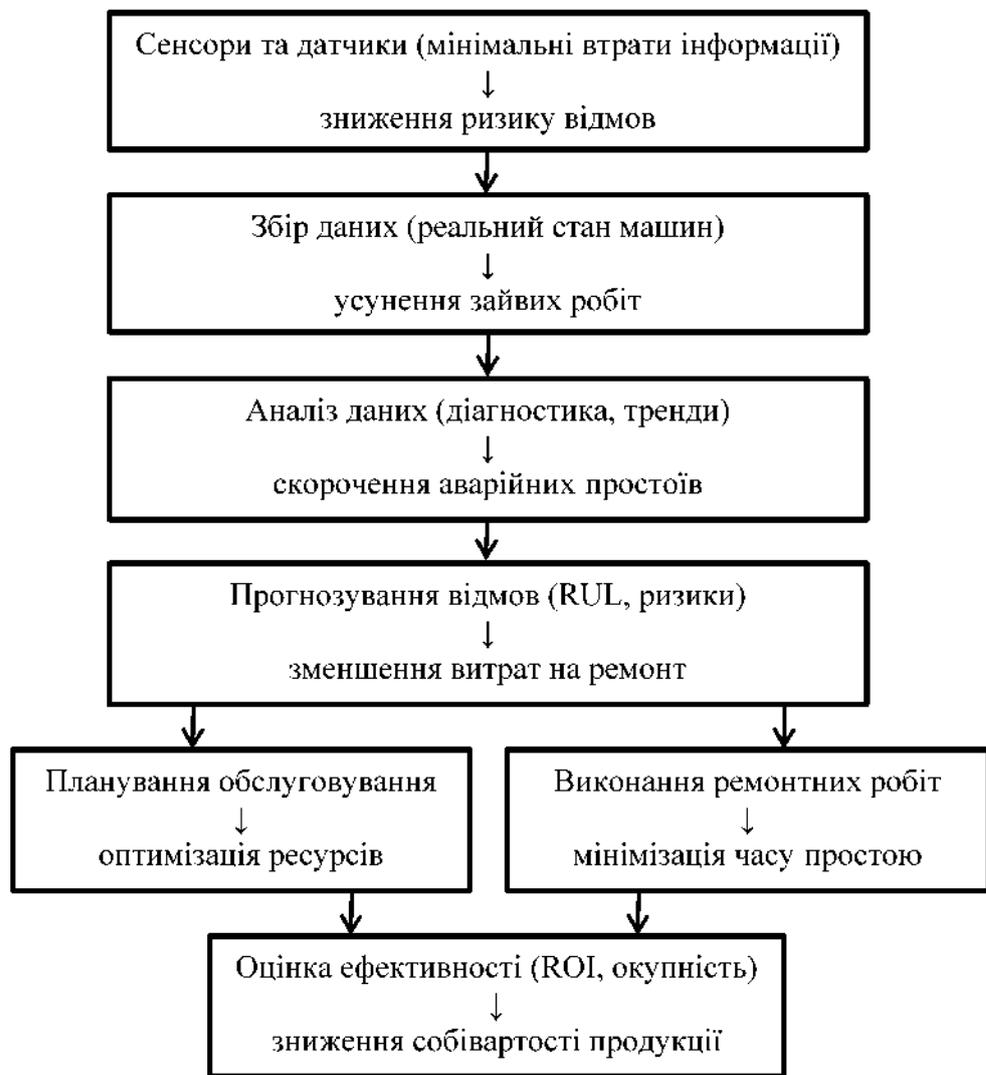


Рис. 1 – Схема роботи системи прогнозного технічного обслуговування

Аналіз даних передбачає обробку зібраної інформації з використанням статистичних методів, діагностичних алгоритмів та моделей деградації. На цьому етапі визначаються відхилення параметрів від нормативних значень, виявляються тенденції погіршення технічного стану та потенційні передумови відмов.

З економічної точки зору, цей етап забезпечує раннє виявлення дефектів і пошкоджень, зменшення ймовірності аварійних зупинок, скорочення витрат, пов'язаних із незапланованими простоями обладнання.

Прогнозування відмов є ключовим етапом PdM і полягає у визначенні залишкового ресурсу обладнання (Remaining Useful Life, RUL) або ймовірності відмови у заданому часовому інтервалі. Для цього застосовуються математичні моделі зношування, методи регресійного аналізу, а також алгоритми машинного навчання.

Економічний ефект цього етапу полягає в можливості своєчасного прийняття рішень щодо ремонтів, зниженні витрат на аварійні ремонти, які є найдорожчими, а також оптимізації використання запасних частин і матеріалів.

На основі результатів прогнозування здійснюється планування технічного обслуговування і ремонтів, яке передбачає визначення оптимальних строків і обсягів робіт. Планування враховує виробничий графік, доступність персоналу, запасних частин та фінансові обмеження.

З економічної точки зору, цей етап спрямований на мінімізацію сумарних витрат на технічне обслуговування, оптимізацію завантаження ремонтного персоналу, зменшення втрат від зупинок виробництва.

На етапі виконання ремонтних робіт здійснюється реалізація запланованих технічних заходів, зокрема ремонтів, заміни або регулювання вузлів обладнання. Важливою особливістю PdM є те, що ремонтні роботи виконуються в оптимальний момент, коли витрати мінімальні, а ризик відмови ще не є критичним.

Економічна сутність етапу полягає у скороченні тривалості ремонтів, зниженні витрат на аварійні роботи та понаднормові залучення персоналу, зменшенні непрямих втрат, пов'язаних із простоем обладнання.

Завершальним етапом схеми є оцінка економічної та виробничої ефективності впровадження прогнозного технічного обслуговування. На цьому етапі аналізуються показники витрат, рівень простоїв, коефіцієнт готовності обладнання, а також фінансові показники (ROI, термін окупності, зниження собівартості продукції).

Цей етап дозволяє оцінити доцільність подальшого використання PdM, коригувати стратегію технічного обслуговування, приймати управлінські рішення щодо масштабування системи PdM.

Таким чином, узагальнена схема прогнозного технічного обслуговування є інтегрованою моделлю управління експлуатацією обладнання, у якій кожен технічний етап безпосередньо пов'язаний з формуванням економічного ефекту. Її застосування дозволяє перейти від реактивного усунення відмов до економічно обґрунтованого управління технічним станом обладнання, що є ключовим фактором підвищення ефективності діяльності промислових підприємств.

У PdM використовуються різні методи прогнозування, які можна класифікувати на три основні групи:

1. Статистичні методи – базуються на аналізі історичних даних про відмови та ремонти. Наприклад, методи експоненційного згладжування, регресійний аналіз, розподіл Вейбулла для оцінки ймовірності відмов [3].

2. Методи, засновані на моделюванні фізичних процесів – містять математичні моделі зношування та деградації елементів обладнання. Ці моделі враховують механічні, термічні та хімічні фактори, що впливають на працездатність [2].

3. Методи машинного навчання та штучного інтелекту – застосовуються алгоритми класифікації, нейронні мережі, дерева рішень та алгоритми прогнозування RUL. Вони дозволяють прогнозувати відмови навіть у складних системах з великою кількістю параметрів [1, 2].

Економічна ефективність PdM визначається з урахуванням витрат на впровадження та експлуатацію системи та економії від зниження аварійних простоїв та оптимізації ремонтів.

Первісні витрати на сенсори та обладнання: 15÷25% від бюджету технічного обслуговування підприємства [1]. Програмне забезпечення та аналітичні модулі: 10÷15%. Навчання персоналу: 5÷10%.

Впровадження систем прогнозного технічного обслуговування забезпечує суттєвий економічний ефект, який проявляється у зниженні як прямих, так і непрямих витрат підприємства. Насамперед відбувається скорочення витрат на аварійні ремонти, що супроводжуються високими витратами на відновлення працездатності обладнання та значними втратами від вимушених простоїв. Завдяки ранньому виявленню ознак деградації вузлів і агрегатів підприємство отримує можливість планувати ремонтні роботи у найбільш економічно доцільний момент.

Вагомим чинником економічної ефективності є також зменшення тривалості та частоти незапланованих простоїв обладнання. Прогнозування технічного стану дозволяє узгоджувати графіки технічного обслуговування з виробничими планами, що позитивно впливає на стабільність технологічних процесів і рівень використання виробничих потужностей. Крім того, оптимізується система управління запасними частинами, оскільки їх заміна здійснюється відповідно до фактичного зносу, а не за формальними регламентами. Сукупна дія цих факторів сприяє зниженню собівартості продукції та підвищенню загальної економічної ефективності виробництва.

Для обґрунтування доцільності впровадження прогнозного технічного обслуговування доцільно порівняти його з традиційними стратегіями експлуатації обладнання. Реактивна стратегія, що передбачає усунення відмов після їх виникнення, характеризується найвищими витратами та значними втратами від простоїв. Планово-попереджувальне обслуговування дозволяє знизити ризик відмов, однак часто супроводжується виконанням надлишкових ремонтних робіт, які не завжди відповідають фактичному стану обладнання.

Прогнозне технічне обслуговування, на відміну від зазначених підходів, базується на аналізі реального технічного стану машин, що забезпечує більш раціональне використання ресурсів. Порівняльні економічні характеристики різних стратегій технічного обслуговування наведено в табл. 1, з якої видно, що, незважаючи на підвищені первісні інвестиції, прогнозне обслуговування забезпечує найвищу економічну ефективність у середньо- та довгостроковій перспективі.

Практичний досвід впровадження прогнозного технічного обслуговування на промислових підприємствах свідчить про його високу адаптивність до різних умов експлуатації. У машинобудуванні та транспортній галузі застосування PdM сприяє підвищенню надійності роботи обладнання та зниженню ризику аварійних відмов, що має безпосередній вплив на економічні результати діяльності підприємств. У виробничих системах з безперервним циклом особливе значення має можливість

завчасного планування технічних зупинок без порушення ритмічності виробництва.

Таблиця 1

Порівняння витрат та вигод

Компонент	Традиційне обслуговування	Прогнозне PdM	Економічний ефект
Витрати на ремонт	100%	60÷75%	25÷40% економії
Незаплановані простої	100%	50÷70%	До 50% скорочення
Первісні інвестиції	Низькі	Середні/високі	Окупність 1÷3 роки
Витрати на запасні частини	Високі	Оптимізовані	До 20% економії
Загальна економічна ефективність	Низька	Висока	+30÷40%

В аграрному секторі прогнозне технічне обслуговування набуває особливої актуальності в умовах сезонного навантаження, коли відмова техніки може призвести до значних економічних втрат. Використання PdM дозволяє забезпечити готовність машин у критичні періоди та підвищити ефективність використання технічних ресурсів. Таким чином, успішність впровадження прогнозного технічного обслуговування значною мірою залежить від рівня цифровізації підприємства та наявності кваліфікованого персоналу.

Оцінювання економічної ефективності прогнозного технічного обслуговування передбачає комплексний аналіз витрат і результатів, пов'язаних з його впровадженням. Для кількісної оцінки ефекту доцільно використовувати коефіцієнт економії витрат, який визначається як відношення зменшення витрат на технічне обслуговування до їх базового рівня:

$$E = \frac{C_{\text{традиц}} - C_{\text{PdM}}}{C_{\text{традиц}}} \times 100\%,$$

де $C_{\text{традиц}}$ – витрати на технічне обслуговування обладнання за традиційною стратегією;

C_{PdM} – витрати на технічне обслуговування з використанням прогнозного підходу.

Застосування зазначеного показника дозволяє оцінити рівень економії витрат у відсотковому вираженні та порівняти ефективність різних стратегій обслуговування. У поєднанні з показниками рентабельності інвестицій і терміну окупності коефіцієнт економії витрат дає змогу обґрунтувати управлінські рішення щодо доцільності впровадження систем прогнозного технічного обслуговування та оцінити їх вплив на зниження собівартості продукції й підвищення конкурентоспроможності підприємства.

Термін окупності впровадження PdM на практичних прикладах в Україні складає 12÷36 місяців, залежно від масштабу підприємства та вартості обладнання [3].

Висновки

1. Прогнозне технічне обслуговування є ефективним інструментом підвищення економічної результативності експлуатації технологічного обладнання.

2. Основний економічний ефект від впровадження PdM досягається за рахунок зниження аварійних простоїв, оптимізації ремонтних робіт та раціонального використання ресурсів.

3. Доцільність впровадження систем прогнозного обслуговування має оцінюватися з урахуванням масштабу виробництва, вартості обладнання та очікуваного терміну окупності інвестицій.

4. Використання PdM сприяє підвищенню конкурентоспроможності підприємств шляхом зниження собівартості продукції та підвищення надійності виробничих процесів.

Література

1. Аулін В.В., Замота О.М. Економічна ефективність системи технічного обслуговування і ремонту мобільної сільськогосподарської та автотранспортної техніки з елементами прогнозування: тез. доп. // Актуальні задачі сучасних технологій : Зб. тез доп. VI Міжнар. наук.-техн. конф. – Тернопіль : ТНТУ, 2017. – Т. 3. – С.16-17. – Режим доступу: <https://dspace.kntu.kr.ua/handle/123456789/7307> (дата звернення: 09.01.2026).

2. Головань А.І. Особливості оцінювання ефективності систем технічного обслуговування вантажних суден // Системи управління, навігації та зв'язку. – 2024. – №1. – Режим доступу: <https://journals.nupp.edu.ua/sunz/article/download/3259/2681/> (дата звернення: 09.01.2026).

3. Принципи оптимізації технічного обслуговування засобів транспорту // Науковий журнал NVNGU. – 2023. – №5. – Режим доступу: <https://doi.org/10.33271/nvngu/2023-5/077> (дата звернення: 09.01.2026).

4. Прогнозне технічне обслуговування як інструмент підвищення продуктивності й економії витрат // Danfoss Україна. – Режим доступу: <https://www.danfoss.com/uk-ua/about-danfoss/our-businesses/drives/drives-expert-hub/condition-monitoring-with-intelligent-drives/predictive-maintenance/> (дата звернення: 09.01.2026).

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ НАПІВПРИЧІПНОГО СКРЕПЕРА

Сергій ХАЧАТУРЯН¹, Вячеслав ПОЛЕЖАЙ²

¹Кандидат технічних наук, доцент кафедри БДМБ, Центральноукраїнський національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна

²Здобувач другого рівня вищої освіти (магістрант), кафедра БДМБ, Центральноукраїнський національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна

Напівпричіпні скрепери є одними з ключових машин для виконання земляних робіт на будівельних майданчиках та в кар'єрах. Вони поєднують функції розробки ґрунту, перевезення та розподілу матеріалу, що дозволяє значно підвищити продуктивність робіт [1, с. 2]. Проте існуючі технологічні процеси часто характеризуються низькою ефективністю через нерівномірне завантаження, затримки під час розвантаження та підвищену енергоємність. Це обумовлює необхідність розробки методів підвищення продуктивності та оптимізації режимів роботи скреперів.

Дослідження ефективності роботи напівпричіпних скреперів проводилися багатьма авторами. Так, В.І. Іваненко [1, с. 45-47] розглядав вплив геометричних параметрів кузова на продуктивність, а С.О. Петров [2, с. 12-15] досліджував оптимальні швидкості руху для різних типів ґрунту. За результатами роботи М.П. Сидоренка [3, с. 30-32], найбільший вплив на ефективність має режим завантаження та організація циклу руху машини. Разом з тим, сучасні публікації підкреслюють важливість автоматизації та використання комп'ютерного моделювання для підвищення продуктивності [5, с. 5-8].

Метою дослідження є підвищення ефективності робочого процесу напівпричіпного скрепера шляхом оптимізації режимів роботи, визначення оптимальної швидкості та організації циклу завантаження-розвантаження.

Робочий процес напівпричіпного скрепера являє собою циклічну послідовність операцій, що включає розробку ґрунту, завантаження ковша, транспортування матеріалу, розвантаження та повернення машини до забою. Ефективність цього процесу визначається тривалістю робочого циклу, повнотою заповнення ковша та раціональним використанням тягових і швидкісних характеристик агрегату [1, с. 3-4].

Загальна тривалість робочого циклу $T_{\text{ц}}$ напівпричіпного скрепера може бути представлена у вигляді:

$$T_{\text{ц}} = T_{\text{зав}} + T_{\text{тр}} + T_{\text{роз}} + T_{\text{з}}$$

де $T_{\text{зав}}$ – час завантаження;

$T_{\text{тр}}$ – час транспортування ґрунту;

$T_{\text{роз}}$ – час розвантаження;

T_x – час холостого ходу.

Дослідження показують, що найбільш енергоємною і змінною складовою циклу є процес завантаження, тривалість якого значною мірою залежить від швидкості руху, кута різання та фізико-механічних властивостей ґрунту [2, с. 46].

Продуктивність напівпричіпного скрепера визначається за формулою:

$$Q = \frac{V \cdot K_n}{T_{\text{ц}}},$$

де V – геометричний об'єм ковша, м³;

K_n – коефіцієнт наповнення ковша;

$T_{\text{ц}}$ – тривалість робочого циклу, год.

Із збільшенням швидкості руху під час завантаження спостерігається зростання продуктивності за рахунок скорочення часу циклу. Однак після досягнення певного значення швидкості відбувається зниження коефіцієнта наповнення ковша через погіршення умов різання ґрунту та зростання буксування [3, с. 13].

На рис. 1 наведено графік залежності продуктивності скрепера від швидкості руху. Аналіз графіка показує, що максимальна продуктивність досягається при швидкості близько 7 км/год, після чого спостерігається її зниження. Це підтверджує наявність оптимального режиму роботи машини.

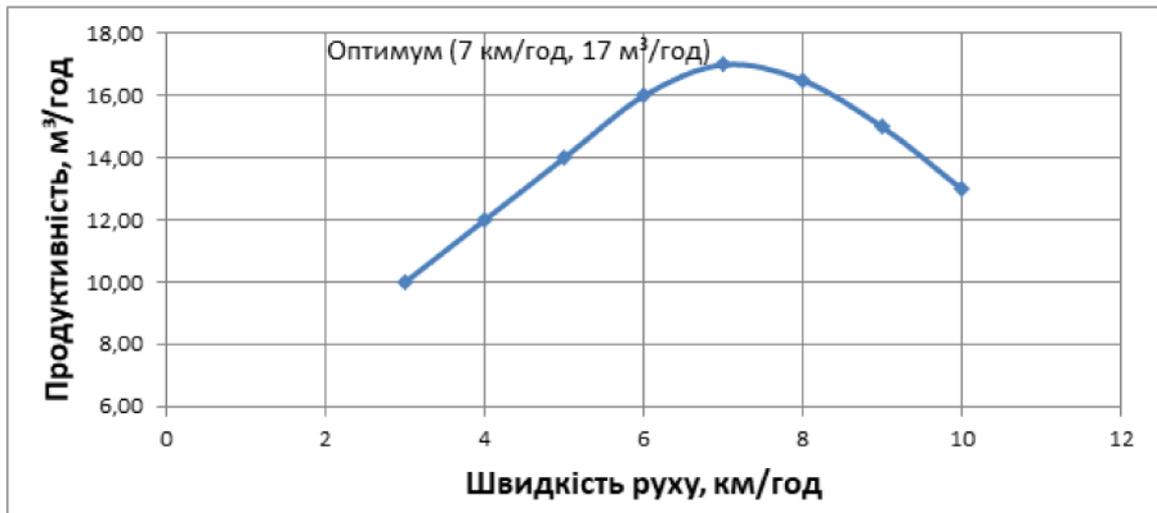


Рис. 1 - Залежність продуктивності напівпричіпного скрепера від швидкості руху

Для оцінки ефективності використання робочого часу застосовується коефіцієнт використання часу, котрий визначається за формулою:

$$K_t = \frac{T_{\text{роб}}}{T_{\text{заг}}},$$

де $T_{\text{роб}}$ – час виконання корисної роботи;

$T_{\text{заг}}$ – загальна тривалість зміни.

Збільшення коефіцієнта K_t можливе шляхом:

- скорочення простоїв при завантаженні;
- оптимізації маршрутів транспортування;
- зменшення часу розворотів та холостих пробігів [4, с. 47].

Порівняльні дані стандартних та оптимізованих режимів роботи наведені в табл. 1, з яких видно, що застосування раціональних параметрів дозволяє підвищити коефіцієнт використання часу з 0,70 до 0,85.

Таблиця 1

Порівняння параметрів роботи напівпричіпного скрепера

Параметр	Значення оптимальне	Значення стандартне
Швидкість руху, км/год	7	5
Об'єм завантаження, м ³	15	12
Час циклу, хв	20	25
Коефіцієнт використання часу K_t	0,85	0,7

На основі проведеного аналізу можна виділити такі основні напрями підвищення ефективності роботи напівпричіпного скрепера:

- вибір оптимальної швидкості руху залежно від умов ґрунту;
- забезпечення максимального коефіцієнта наповнення ковша;
- удосконалення організації робочого циклу;
- застосування елементів автоматизованого контролю режимів роботи

[5, с. 6-7].

Комплексне впровадження зазначених заходів дозволяє не лише підвищити продуктивність машини, але й зменшити витрати палива та знос робочих органів.

Висновки

1. Основними факторами ефективності напівпричіпного скрепера є швидкість руху, об'єм завантаження та організація циклу роботи.

2. Аналіз літературних джерел показав, що значний потенціал підвищення продуктивності пов'язаний з оптимізацією режимів роботи та використанням автоматизованих систем управління.

3. Моделювання та експериментальні дані дозволяють визначити оптимальні параметри: швидкість руху 7 км/год, об'єм завантаження 15 м³, що підвищує коефіцієнт використання часу до 0,85.

4. Впровадження запропонованих рекомендацій дозволить підвищити ефективність робочого процесу на 15÷20%, скоротити витрати палива та покращити планування робіт.

Література

1. Іваненко В.І. Ефективність роботи напівпричіпних скреперів: Монографія. – Київ: Техніка, 2020. – 128 с.

2. Петров С.О. Оптимізація режимів роботи скреперів. – Будівельні машини, 2019. – №4. – С. 12-15.

3. Сидоренко М.П. Моделювання продуктивності землерийних машин. – Машинобудування, 2021. – №2. – С. 30-32.

4. Коваленко А.В. Вплив рельєфу на ефективність роботи скреперів. – Будівництво та техніка, 2018. – №3. – С. 45-48.

Литвиненко І.Г. Автоматизація управління напівпричіпними скреперами. – Вісник НТУУ «КПІ», 2022. – №1. – С. 5-8.

ЕНЕРГЕТИЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ПРОЦЕСУ РІЗАННЯ ТА ПЕРЕМІЩЕННЯ ҐРУНТУ ВІДВАЛОМ БУЛЬДОЗЕРА

Сергій ХАЧАТУРЯН¹, Олександр ПОЛЯКОВ²

¹Кандидат технічних наук, доцент кафедри БДМБ, Центральноукраїнський національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна

²Здобувач другого рівня вищої освіти (магістрант), кафедра БДМБ, Центральноукраїнський національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна

В умовах зростання вартості енергоносіїв та посиленого екологічного регулювання, підвищення енергоефективності будівельної техніки стає важливою інженерною проблемою. Бульдозери – одні з найпоширеніших землерийних машин, що споживають значну частку енергії під час різання та переміщення ґрунту. Енергетичні втрати в цьому процесі визначають не лише експлуатаційні витрати, а й впливають на продуктивність та ресурс техніки. Саме тому дослідження механізмів взаємодії відвалу з ґрунтовим масивом і пошук шляхів зниження цих втрат є актуальними завданнями сучасної механіки ґрунту і машинобудування.

У вітчизняній науковій літературі представлена низка робіт, присвячених енерговитратам у землерийних машинах. Так, Іваненко В.М. аналізує механіку різання ґрунту відвалом бульдозера з акцентом на розподілі зусиль різання [1]. Петрова Л.С. досліджує вплив режимів роботи на питомі енергетичні витрати при переміщенні ґрунту і пропонує методи оптимізації траєкторії руху відвалу [2]. Важливий внесок у розуміння взаємодії ґрунту з робочими органами вніс О.І. Козак, розглянувши залежність крутних моментів та сили опору ґрунту від його механічних властивостей [3].

Однак, незважаючи на ці дослідження, питання комплексної оцінки енергоефективності процесу, що поєднує режими різання та переміщення, залишається недостатньо вивченим. Особливо це стосується розробки узагальнених критеріїв, що враховують як механіку ґрунту, так і характеристики самої машини.

Метою роботи є встановлення основних чинників, які впливають на енерговитрати бульдозера під час різання та переміщення ґрунту, дослідження залежності між параметрами режиму роботи та енергоефективністю, а також визначення шляхів зниження енергетичних втрат у цьому процесі.

Процес різання та переміщення ґрунту відвалом бульдозера є комплексним механічним явищем, що включає взаємодію робочого органу машини з ґрунтовим масивом, виникнення сил різання та опору, а також передачу енергії від двигуна через трансмісію до робочого органу [1, 3]. Ефективність цього процесу визначається співвідношенням корисно

використаної енергії до сумарної енергії, витраченої на переміщення ґрунту, подолання опору тертя та додаткові втрати у трансмісії та двигуні.

Відвал бульдозера під час роботи здійснює різання верхнього шару ґрунту і формує фронтальний потік матеріалу, що переміщується у напрямку руху машини. Основними параметрами, що визначають механіку процесу, є:

- глибина різання (h), що визначає об'єм зрізаного ґрунту за один прохід;
- кут атаки відвалу α , який впливає на величину сили різання F_p та енерговитрати на подолання опору ґрунту F_{on} ;
- швидкість руху бульдозера v , що прямо впливає на продуктивність та динамічні навантаження на відвал [2].

Різання ґрунту супроводжується формуванням зони деформації перед ножом відвалу, де відбувається пластична та пружна деформація матеріалу. Ця зона має складну геометрію, залежну від типу ґрунту (піщаний, глинистий, суглинок), вологості та структури ґрунту. Сили, що виникають у зоні контакту, можна поділити на три складові: горизонтальну силу різання F_p , вертикальну силу тиску на ґрунт та силу опору F_{on} , спрямовану проти руху машини.

Повна енергія, витрачена бульдозером на роботу, містить:

1. Корисну енергію, що йде на переміщення ґрунту (робота сил F_p і F_{on} у напрямку руху).
2. Втрати на тертя у трансмісії та підшипниках.
3. Енергетичні втрати на формування та розсіювання деформацій ґрунту поза корисним фронтом руху.
4. Внутрішні втрати двигуна (теплові, механічні).

Енергетична ефективність η процесу визначається співвідношенням:

$$\eta = \frac{E_{\text{корисна}}}{E_{\text{загальна}}} \times 100\%,$$

де $E_{\text{корисна}} = F_p \cdot s + F_{on} \cdot s$ – робота сил у напрямку руху;

s – пройдена відстань.

Дослідження показують, що збільшення глибини різання понад оптимальне значення призводить до нелінійного зростання сил опору, що значно знижує енергетичну ефективність [1, 2]. Подібним чином, невдалий вибір кута атаки відвалу може призвести до значних додаткових втрат на формування і викид ґрунту, що виходить за межі робочої зони.

Для підвищення енергетичної ефективності пропонується оптимізувати такі параметри:

- кут атаки відвалу α підбирається в межах $20 \div 30^\circ$, що забезпечує мінімальні сили опору та максимальну продуктивність;
- глибина різання h обирається відповідно до типу ґрунту, не перевищуючи критичну, при якій відбувається значне підвищення сили опору;
- швидкість руху бульдозера v повинна відповідати можливостям двигуна і допустимим динамічним навантаженням на відвал;
- форма відвалу та його заокруглення можуть бути змінені для оптимізації потоку ґрунту та зменшення тертя при його переміщенні.

Дані оптимізації підтверджуються експериментально та за допомогою чисельного моделювання, де враховуються реальні властивості ґрунту, механічні характеристики машини та ефекти динамічного контакту. Наприклад, моделювання сили різання для різних типів ґрунтів показало, що при збільшенні кута атаки на 10° сила опору зростає на $12\div 18\%$, що безпосередньо впливає на витрату палива та продуктивність машини [3].

Табл. 1 демонструє типові величини сил різання та опору для різних умов роботи бульдозера.

Таблиця 1

Типові величини сил при різанні ґрунту різної міцності

Тип ґрунту	Глибина різання h , м	F_p , кН	$F_{оп}$, кН
Піщаний	0,25	45	30
Суглинок	0,25	55	42
Глина	0,25	70	55

Як видно з таблиці, при збільшенні міцності ґрунту значно зростають як сила різання, так і сила опору. Це підтверджує необхідність регулювання глибини різання та кута атаки для досягнення оптимальної енергетичної ефективності.

Таким чином, детальний аналіз процесу різання та переміщення ґрунту відвалом бульдозера дозволяє визначити оптимальні режими роботи машини, що мінімізують енергетичні витрати, знижують зношування обладнання та підвищують продуктивність робіт [1, 2-3].

Висновки

1. Енергетичні втрати при роботі відвалу бульдозера значною мірою залежать від режимних параметрів і механічних властивостей ґрунту.
2. Експериментальні дані підтверджують, що зростання глибини різання та швидкості просування призводить до збільшення питомих енергозатрат.
3. Запропоновані шляхи оптимізації дозволяють знизити енергетичні витрати, що позитивно впливає на продуктивність і експлуатаційні витрати бульдозера.

Література

1. Іваненко В.М. Механіка різання ґрунту відвалом бульдозера : монографія. – К. : Наукова думка, 2018. – 256 с. – Режим доступу: <https://www.nas.gov.ua/UA/Book/Pages/default.aspx> (дата звернення: 10.01.2026).
2. Петрова Л.С. Енергетичні витрати бульдозерів при розробці ґрунтів різної міцності // Вісник Національного університету «Львівська політехніка». Серія: Динаміка, міцність та проектування машин. – 2021. – №912. – С. 78-84. – Режим доступу: <https://science.lpnu.ua/uk/dmpm> (дата звернення: 10.01.2026).
3. Козак О.І. Моделювання опору ґрунту при землерийних роботах : монографія. – Харків : Техніка, 2019. – 198 с. – Режим доступу: <https://repo.knuba.edu.ua> (дата звернення: 10.01.2026).

АКТУАЛЬНІСТЬ ВПЛИВУ ШВИДКОСТІ КРИТИЧНО-ГЛИБИННОГО БЛОКОВАНОГО РІЗАННЯ ҐРУНТІВ НА ЕНЕРГОЄМНІСТЬ ЛАНЦЮГОВО-СКРЕБКОВИХ ТРАНШЕЙНИХ ЕКСКАВАТОРІВ

Владислав ХОЛОДЕНКО

Старший викладач, здобувач третього рівня вищої освіти (аспірант), кафедри будівельних, дорожніх та меліоративних машин, Національний університет водного господарства та природокористування, м. Рівне, Україна

Актуальність теми. Сучасний розвиток будівельної та гірничої галузей характеризується зростанням обсягів земляних робіт і підвищеними вимогами до енергоефективності землерийних машин. У цих умовах особливого значення набуває вдосконалення робочих процесів ланцюгово-траншейних скребкових екскаваторів, які широко застосовуються під час прокладання інженерних комунікацій та виконання траншейних робіт. Значна частка енергетичних витрат таких машин пов'язана безпосередньо з процесом різання ґрунту, що зумовлює необхідність глибшого вивчення факторів, які впливають на енергоемність цього процесу.

Проблемам механіки різання ґрунтів, енергетичних витрат землерийних машин та вдосконалення робочих органів присвячено праці вітчизняних і зарубіжних науковців, зокрема В. С. Кравця, В. М. Супонєва, О. О. Тягунова, А. М. Маслова, В. П. Горбунова та інших. У зазначених роботах сформовано теоретичні положення критично-глибинного та блокованого різання, розглянуто вплив геометричних параметрів різального інструмента і фізико-механічних властивостей ґрунтів на сили опору. Разом із тим швидкість різання здебільшого розглядається як допоміжний або фіксований параметр, що обмежує повноту оцінювання її впливу на енергоемність процесу.

Мета роботи полягає в теоретичному обґрунтуванні та узагальненні впливу швидкості критично-глибинного блокованого різання ґрунтів на енергоемність роботи ланцюгово-траншейних скребкових екскаваторів з метою підвищення їх енергоефективності.

Гіпотеза роботи полягає в припущенні, що існує раціональний діапазон швидкостей критично-глибинного блокованого різання ґрунтів, за якого забезпечується мінімальне значення питомої енергоемності процесу різання ланцюгово-траншейними скребковими екскаваторами. Передбачається, що відхилення швидкості різання від цього діапазону призводить до зростання енерговитрат унаслідок зміни характеру руйнування ґрунтового масиву, збільшення сил тертя та нераціонального використання потужності приводу робочого органа.

Для досягнення поставленої мети та перевірки висунутої гіпотези в роботі передбачається розв'язання таких основних завдань:

– узагальнити сучасні наукові підходи до опису процесів критично-глибинного та блокованого різання ґрунтів робочими органами землерийних машин;

– встановити характер впливу швидкості руху ланцюгового робочого органа на формування сил опору різанню та енергетичні витрати процесу;

– визначити залежність питомої енергоємності різання від швидкості, глибини різання та фізико-механічних властивостей ґрунтів;

– обґрунтувати раціональний діапазон швидкісних режимів роботи ланцюгово-траншейних скребкових екскаваторів;

– сформулювати практичні рекомендації щодо підвищення енергоефективності траншейних екскаваторів у виробничих умовах.

Для розв'язання поставлених завдань у роботі застосовано комплекс взаємопов'язаних і взаємодоповнювальних методів наукового пізнання. Зокрема, використано положення теоретичної механіки та механіки ґрунтів для опису процесів взаємодії різального елемента з ґрунтовим масивом і формування сил опору різанню. Аналітичні методи застосовані для встановлення функціональних залежностей між швидкістю критично-глибинного блокованого різання та енергоємністю процесу. Експериментальні методи будуть використані з метою визначення енергетичних показників різання ґрунтів за різних швидкісних режимів роботи ланцюгового робочого органа. Для узагальнення отриманих результатів, оцінювання їх достовірності та формулювання обґрунтованих висновків будуть застосовані методи математичної обробки експериментальних даних.

Критично-глибинне блоковане різання ґрунтів ґрунтується на формуванні стійких блоків ґрунтової маси, що відокремлюються різальними елементами за мінімальних питомих витрат енергії. За таких умов характер руйнування ґрунту, величина сил опору та споживана потужності значною мірою залежать не лише від глибини різання та геометрії робочого органа, але й від швидкісних режимів його руху. Зі збільшенням швидкості різання змінюється напружено-деформований стан ґрунту, умови взаємодії різального елемента з ґрунтовим масивом та співвідношення між силами різання і тертя.

У працях сучасних дослідників[] зазначається, що оптимальний вибір швидкості руху ланцюгового робочого органа дозволяє зменшити загальні енерговитрати та підвищити продуктивність машини без ускладнення її конструкції. Водночас відсутність узагальнених залежностей, які враховують специфіку критично-глибинного блокованого різання, ускладнює практичне використання цих положень під час проектування та експлуатації ланцюгово-траншейних екскаваторів.

У зв'язку з цим актуальним є обґрунтування впливу швидкості різання на енергоємність процесу з урахуванням фізико-механічних властивостей ґрунтів і конструктивних параметрів скребкового робочого органа. Отримані результати можуть бути використані для визначення раціональних швидкісних режимів роботи екскаваторів, що забезпечують зниження питомих енергетичних витрат і підвищення ефективності виконання траншейних робіт.

Висновки

Встановлено, що швидкість критично-глибинного блокованого різання є одним із визначальних чинників формування енергоємності процесу роботи ланцюгово-траншейних скребкових екскаваторів. Аргументовано доцільність урахування швидкісних режимів поряд із глибиною різання та властивостями ґрунту під час обґрунтування енергоефективних параметрів роботи машин. Отримані узагальнення створюють передумови для подальшого вдосконалення методів розрахунку та практичного підвищення енергоефективності землерийної техніки.

Література

1. Кравець В. С., Супонєв В. М. Теорія різання ґрунтів робочими органами землерийних машин. Харків : ХНАДУ, 2019. URL: <https://doi.org/10.30977/BUL.2219-5548.2023.101.0>

ПРОБЛЕМИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ СТРІЧКОВИХ КОНВЕЄРІВ ПРИ ТРАНСПОРТУВАННІ КРУПНОШМАТКОВОЇ ГІРСЬКОЇ ПОРОДИ

Андрій ХРУЦЬКИЙ¹, Віталій ТКАЧЕНКО²

¹Кандидат технічних наук, завідувач кафедри ГМО, Криворізький національний університет, м. Кривий Ріг, Україна

²Здобувач третього рівня вищої освіти (аспірант), кафедра ГМО, Криворізький національний університет, м. Кривий Ріг, Україна

Продуктивність сучасних гірничодобувних підприємств визначається не лише ефективністю процесів руйнування та збагачення гірської маси, але й надійністю систем внутрішнього транспорту. У структурі транспортних витрат відкритих і підземних гірничих робіт стрічкові конвеєри займають провідне місце, забезпечуючи безперервне транспортування значних обсягів корисних копалин на великі відстані з мінімальними енерговитратами на одиницю вантажу.

Особливої актуальності набуває питання експлуатації стрічкових конвеєрів у межах циклічно-потоківих технологій (ЦПТ), що широко впроваджуються при розробці глибоких горизонтів кар'єрів і шахт. Для таких умов характерне транспортування крупношматкової скельної гірської породи з підвищеними показниками міцності, щільності та абразивності. Габарити окремих шматків породи при цьому можуть сягати 400–500 мм, а маса — десятків і навіть сотень кілограмів.

Зростання одиничної маси шматків, поряд із підвищенням загальної продуктивності конвеєрних ліній (до 2000–6000 т/год і більше), суттєво ускладнює умови роботи елементів конвеєра та вимагає переосмислення традиційних конструктивних рішень.

Стрічкові конвеєри зі стандартними роликівими опорами є найбільш поширеним видом транспортного обладнання у гірничій промисловості. Вони успішно застосовуються для транспортування руди, вугілля, розкривних порід, концентратів і продуктів дроблення в умовах дрібно- та середньошматкового матеріалу.

У практиці гірничих підприємств стрічкові конвеєри використовуються:

- у відкритих кар'єрах при транспортуванні розкривних порід та руди від дробильних установок;
- у підземних виробках шахт для транспортування корисних копалин;
- у циклічно-потоківих схемах як основний елемент безперервного транспорту.

Відомо, що при належній організації завантаження, оптимальному виборі кроку роликівих опор і швидкості руху стрічки такі конвеєри демонструють високу енергоефективність та тривалий строк служби. Однак переважна більшість конструктивних і розрахункових підходів до

проектування стрічкових конвеєрів базується на припущенні транспортування матеріалу з обмеженою крупністю та відносно рівномірним розподілом навантаження по довжині стрічки.

У реальних умовах ЦПТ ці припущення часто не виконуються.

Транспортування крупношматкової гірської породи супроводжується рядом специфічних явищ, що суттєво впливають на напружено-деформований стан стрічки та опорних елементів конвеєра, а саме:

- у місцях завантаження стрічки виникають інтенсивні динамічні ударні навантаження, зумовлені падінням важких шматків матеріалу з певної висоти. Навіть за наявності завантажувальних жолобів і напрямних лотків повністю усунути вертикальну складову швидкості падіння практично неможливо;
- під час руху конвеєра крупні шматки породи перекочуються через ролики, що призводить до періодичних імпульсних навантажень на стрічку та роликоопори. У результаті в окремих зонах стрічки формуються локальні напруження, які можуть значно перевищувати допустимі для гумо-тканинної або гумо-тросової основи стрічки;
- нерівномірність гранулометричного складу вантажу унеможливорює рівномірний розподіл навантаження між роликами, що викликає перевантаження окремих опор і прискорює їх зношення.

Аналіз експлуатаційних даних та результатів відомих досліджень дозволяє виділити низку системних недоліків стрічкових конвеєрів із традиційними роликовими опорами при транспортуванні крупношматкової породи.

1 Прискорене зношення конвеєрної стрічки. Ударні навантаження спричиняють локальний надлишковий тиск на стрічку, що призводить до пошкодження гумового покриття, руйнування тканинних прокладок, утворення мікротріщин та їх подальшого розвитку у поздовжні розриви.

2 Пошкодження опорних роликів. Постійні удари великих шматків породи викликають деформацію обичайок роликів, передчасний вихід із ладу підшипникових вузлів, підвищення опору обертання та заклинювання роликів. У крайніх випадках це призводить до перегріву, займання стрічки та аварійних зупинок.

3 Зростання опору транспортування. Деформовані або заклинені ролики, а також нерівномірний контакт стрічки з опорами, призводять до значного збільшення сил опору руху. Це, у свою чергу, зумовлює зростання енергоспоживання приводу та зниження загальної енергоефективності конвеєра.

4 Підвищені експлуатаційні витрати. Часті зупинки для ремонту, заміна роликів і стрічок, а також втрати продуктивності внаслідок простоїв істотно підвищують собівартість транспортування гірської маси.

Таким чином, можна стверджувати, що основним конструктивним недоліком стрічкових конвеєрів із роликовими опорами при роботі з крупношматковою породою є невідповідність характеру контакту “стрічка – ролик” умовам інтенсивних динамічних навантажень, що призводить до

одночасного зростання опору транспортування та зниження строку служби основних елементів.

Умови сучасного гірничого виробництва вимагають від транспортного обладнання:

- здатності працювати з крупношматковим і нерівномірним вантажем;
- мінімізації динамічних навантажень;
- забезпечення тривалого ресурсу стрічки та опорних елементів;
- зниження експлуатаційних витрат і ризику аварій.

Однак традиційні роликові опори не забезпечують достатнього демпфування ударних навантажень та не формують рівномірного розподілу контактних напружень у зоні взаємодії зі стрічкою. Це створює об'єктивну потребу у пошуку альтернативних конструктивних рішень.

Проблема збільшення технічних можливостей стрічкових конвеєрів, тобто збільшення крупності транспортабельних шматків, вирішується у двох напрямках: створення спеціальних опорних елементів для конвеєрів звичайної конструкції та створення спеціальних конвеєрів.

У цьому контексті питання взаємодії конвеєрної стрічки з опорними елементами та вплив динамічних навантажень на довговічність обладнання розглядалися у низці наукових праць. Так, у роботі Кроля Р., Кавалека В. та Гладісевича Л. [1] наголошується, що умови експлуатації при транспортуванні руди характеризуються значними ударними навантаженнями, які виникають внаслідок падіння великих шматків породи на роликоопори. Автори підкреслюють, що надійність системи суттєво залежить від здатності опорних елементів ефективно поглинати енергію ударів. Разом з тим, наявні підходи здебільшого розглядають ці процеси крізь призму загальної конструкції конвеєра, тоді як особливості безпосередньої взаємодії стрічки з опорними поверхнями в умовах транспортування крупношматкової маси потребують глибшого вивчення.

У свою чергу, у дослідженнях Куліновського П., Каши П. та Заржицького Я. [2] детально проаналізовано природу виникнення сил опору в опорних вузлах та встановлено залежність моменту тертя від величини радіального навантаження. Отримані авторами експериментальні результати дозволяють якісно оцінити вплив конструктивних параметрів на сили опору руху стрічки. Однак, запропоновані підходи здебільшого орієнтовані на стаціонарні режими роботи з метою оцінки енергоефективності і не повною мірою враховують специфіку динамічних сплесків сил тертя, що виникають під дією короткочасних імпульсних навантажень, характерних для транспортування крупношматкового матеріалу.

Значний внесок у вивчення механізмів формування опору руху стрічкових конвеєрів зроблено в роботах Робертса А. В. та Гаррісона А. [3], де показано, що в'язкопружні деформації гумового покриття стрічки при контакті з роликом формують істотну частину загального опору руху. Зазначається, що опір вдавлювання зростає зі збільшенням навантаження на ролик і жорсткості стрічки, що особливо актуально для важких і крупношматкових вантажів.

Водночас комплексний вплив умов експлуатації на довговічність пари тертя «стрічка–ролик» потребує окремого розгляду. Так, у фундаментальних працях наукової школи НТУ «Дніпровська політехніка» (Ширін Л. Н., Попов С. О. та ін. [4]) проаналізовано режими роботи конвеєрів у складних гірничо-геологічних умовах. Авторами зазначається, що агресивне шахтне середовище (підвищена вологість, хімічна активність шахтних вод) є критичним фактором зниження експлуатаційного ресурсу лінійного ставу. Наслідком дії цього середовища є корозійне пошкодження робочих поверхонь роликів, зростання їх шорсткості та, як результат, інтенсифікація абразивного зношування стрічки.

Одним із відомих способів підвищення надійності конвеєрів при транспортуванні крупношматкової породи є використання гумотросових стрічок, які характеризуються підвищеною міцністю. Проте значна власна маса таких стрічок, що може досягати до 50% маси транспортованого вантажу, призводить до зменшення вантажонесучої здатності конвеєра, зростання опору руху та енерговитрат.

Альтернативним напрямом є застосування стрічково-колісних конвеєрів, у яких перекочування навантаженої стрічки по роликівих опорах повністю усувається. Цей тип конвеєра, вперше запропонований проф. А. О. Співаковським, продемонстрував високу ефективність при транспортуванні скельних порід. Експлуатація таких конвеєрів дозволяє реалізовувати більш продуктивні циклічно-потоківі технології та відмовитися від повторного дроблення матеріалу. Водночас стрічково-колісні конвеєри мають істотні обмеження: малу швидкість руху (0,8–1,0 м/с), підвищений рівень шуму та динамічних навантажень, а також обмеження на максимальний розмір шматків вантажу (до 300 мм).

Зменшення зношування опорних елементів та стрічки за рахунок використання полімерних матеріалів широко розглядається у європейській практиці. Зокрема, у дослідженнях Гладисевича Л. та Кроля Р. [5] проведено порівняльний аналіз експлуатаційних характеристик сталевих та полімерних роликів.

Встановлено, що контакт стрічки з роликом із полімерного композиту є більш сприятливим в умовах динамічних навантажень. Автори зазначають, що на відміну від сталевих роликів, поверхня яких під дією корозії стає абразивною, полімерні матеріали зберігають гладкість робочої поверхні протягом усього терміну служби. Це дозволяє суттєво зменшити коефіцієнт тертя ковзання між стрічкою та роликом (особливо при перекосах) та знизити інтенсивність зношування нижньої обклашки стрічки, що підтверджується результатами стендових випробувань на енергоефективність та довговічність.

Разом із тим, навіть застосування футерованих роликів не усуває проблему високих динамічних навантажень у зонах завантаження. У дослідженнях Мазуркевича Д. [6] проаналізовано статистику відмов елементів конвеєра і показано, що в місцях перевантаження гірничої маси динамічні зусилля носять яскраво виражений імпульсний характер.

Встановлено, що при падінні крупних шматків матеріалу пікові ударні навантаження на опорні вузли можуть у 10–15 разів перевищувати номінальні статичні значення, характерні для лінійних ділянок. Внаслідок цього експлуатаційний ресурс роликів у зонах завантаження скорочується в декілька разів порівняно з лінійною частиною ставу і часто не перевищує 3–6 місяців інтенсивної роботи. Це змушує здійснювати заміну роликкоопор у цих зонах значно частіше, що суттєво підвищує експлуатаційні витрати та знижує коефіцієнт технічної готовності обладнання.

З огляду на те, що витрати на ремонт і заміну елементів лінійного ставу можуть складати до 30–40% від загальних експлуатаційних витрат на конвеєрний транспорт, а також враховуючи втрати продуктивності через вимушені простой, актуальним є пошук альтернативних амортизуючих опорних систем.

У низці робіт запропоновано заміну роликів кочення на опори ковзання (амортизуючі столи) у зонах завантаження. Такі опори характеризуються відсутністю обертових елементів, що зменшує їх масу, спрощує конструкцію та дозволяє суттєво збільшити площу контакту стрічки з опорою. Це призводить до зниження питомих динамічних навантажень, зменшення ризику наскрізного пробою стрічки та покращення умов експлуатації завантажувальних пристроїв.

У фундаментальній праці Свіндермана Р. Т. та ін. [7], яка узагальнює світовий досвід експлуатації вузлів пересипу, показано, що застосування опорних поверхонь ковзання (impact cradles) дозволяє усунути ефект «ковадла», характерний для жорстких роликкоопор, та значно підвищити надійність обладнання. За даними авторів, коефіцієнт технічної готовності таких систем є вищим завдяки відсутності підшипникових вузлів, схильних до раптового заклинювання при ударах.

Водночас відзначається, що суцільне спирання стрічки створює проблему підвищеного опору руху. Використання стандартних антифрикційних композицій (зокрема на основі простих полімерів) часто не забезпечує стабільних властивостей у важких шахтних умовах, де присутні абразивний пил та волога, що призводить до інтенсивного зносу футеровки брусів.

У дослідженнях Федорка Г. та Молнара В. [8] розглянуто ефективність використання сучасних футерувальних матеріалів для опор ковзання, зокрема на основі технічної кераміки та надвисокомолекулярного поліетилену (UHMWPE). Авторами зазначено, що попри низький коефіцієнт тертя та високу зносостійкість, керамічні елементи залишаються критично чутливими до пікових ударних навантажень через свою крихкість. При транспортуванні крупношматкової гірничої маси падіння вантажу часто призводить до утворення тріщин та сколювання керамічних вставок. Водночас полімерні матеріали, маючи достатню ударну в'язкість, характеризуються обмеженою термостійкістю та схильністю до шаржування (вкорінення) абразивних частинок, що з часом призводить до пошкодження нижньої обкладки стрічки.

Таким чином, існуючі технічні рішення не повною мірою вирішують проблему забезпечення довговічності вузлів тертя в умовах інтенсивного динамічного та абразивного впливу, що обумовлює необхідність подальших досліджень.

Висновок

Аналіз відомих досліджень і технічних рішень свідчить, що, незважаючи на значний обсяг напрацювань у галузі стрічкового транспорту, відсутній комплексний підхід до забезпечення надійної роботи конвеєрів при транспортуванні крупношматкової гірської породи, який би одночасно враховував динамічні навантаження, знос стрічки та опор, енергоефективність і безпеку експлуатації. Це зумовлює необхідність подальших досліджень та розробки удосконалених опор ковзання з оптимальними трибологічними та демпфувальними властивостями.

Література

1. Krol R., Kawalec W., Gladysiewicz L. An Effective Belt Conveyor for Underground Ore Transportation Systems. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. 2017. Vol. 95. 042047.
2. Kulinowski P., Kasza P., Zarzycki J. Methods of Testing of Roller Rotational Resistance in Aspect of Energy Consumption of a Belt Conveyor // Energies. – 2023. – Vol. 16, No. 26.
3. Робертс А. В., Гаррісон А. 5-1 Recent Research Developments in Belt Conveyor Technology [Електронний ресурс] URL: [https://www.scribd.com/document/414058743/5-1-Recent-Research-Developments-in-Belt-Conveyor-Technology]
4. Ширін Л. Н. Експлуатаційні режими стрічкових конвеєрів гірничих підприємств : монографія / Л. Н. Ширін, С. О. Попов, С. О. Растегаєв. – Дніпро : НТУ «Дніпровська політехніка», 2019. – 184 с.
5. Gładysiewicz L. Experimental Investigations of Belt Conveyor Idlers Rotation Resistance / L. Gładysiewicz, R. Król, W. Kisielewski // Mining Science. – 2016. – Vol. 23. – P. 85–97.
6. Mazurkiewicz D. Problems of maintenance of belt conveyor transport systems // Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability. – 2010. – No. 2 (46). – P. 60–65.
7. Swinderman R. T. Foundations: The Practical Resource for Cleaner, Safer, and More Productive Dust & Material Control / R. T. Swinderman, A. D. Marti, L. J. Goldbeck. – 4th ed. – Neponset : Martin Engineering, 2009. – 576 p.
8. Fedorko G. Failure analysis of belt conveyor damage caused by falling material / G. Fedorko, V. Molnar, M. Dovica, T. Toth // Engineering Failure Analysis. – 2014. – Vol. 36. – P. 30–38.

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ФОРМИ КОРПУСА НА ПОТІК ПОВІТРЯ У РОБОЧІЙ ЗОНІ ВІДЦЕНТРОВОГО КЛАСИФІКАТОРУ

Андрій ХРУЦЬКИЙ¹, Максим ФРАНУЗО²

¹Кандидат технічних наук, доцент кафедри ГМО (гірничих машин і обладнання), Криворізький національний університет, м. Кривий Ріг, Україна

²Здобувач третього рівня вищої освіти (аспірант), кафедра ГМО (гірничих машин і обладнання), Криворізький національний університет, м. Кривий Ріг, Україна

Динамічні повітряні сепаратори широко застосовуються у гірничо-металургійній, цементній та хімічній промисловості для класифікації сипких матеріалів за крупністю. Ефективність процесу розділення значною мірою визначається аеродинамічною структурою потоку повітря в робочій зоні сепаратора, яка, у свою чергу, суттєво залежить від геометрії корпусу.

Попри значну кількість досліджень, присвячених оптимізації робочих коліс і напрямних апаратів, вплив форми корпусу сепаратора на характер взаємодії вхідного та вторинного закручених потоків залишається недостатньо вивченим. Особливо це стосується області входу повітря в корпус і зони поблизу робочого колеса, де формуються умови проникнення тонких частинок у зону класифікації.

Тому актуальним залишається питання дослідження впливу форми та варіанта конструювання корпусу відцентрового повітряного сепаратора на структуру потоку повітря і співвідношення його радіальної та тангенціальної складових.

Об'єктом дослідження є повітряний відцентровий сепаратор динамічної дії без урахування процесу руху частинок. Такий підхід дозволяє ізолювати вплив геометрії корпусу на аеродинаміку потоку.

На основі аналізу відомих конструкцій було відібрано дві принципово різні форми корпусів: циліндричні та спіральні (равликоподібні). Для кожної форми розглянуто два варіанти конструювання, які відрізняються співвідношенням основних геометричних параметрів та внутрішнім об'ємом робочої зони (рис 1). У якості базового параметра прийнято діаметр вихідного патрубку, а додаткові геометричні розміри визначалися за двома різними аналітичними залежностями.

Базовим параметром корпусу сепаратора є діаметр вихідного патрубку D . Додаткові параметри корпусу

$$H_1 = D \cdot \frac{\sqrt{\pi}}{2}, \quad H_2 = D \cdot \frac{\pi}{2} \quad (1)$$

Дослідження виконано методом комп'ютерного моделювання у модулі SolidWorks Flow Simulation у стаціонарній постановці для внутрішньої задачі

з урахуванням обертових тіл. Робочим середовищем є повітря, що розглядається як ідеальний газ. Вплив сили тяжіння не враховувався.

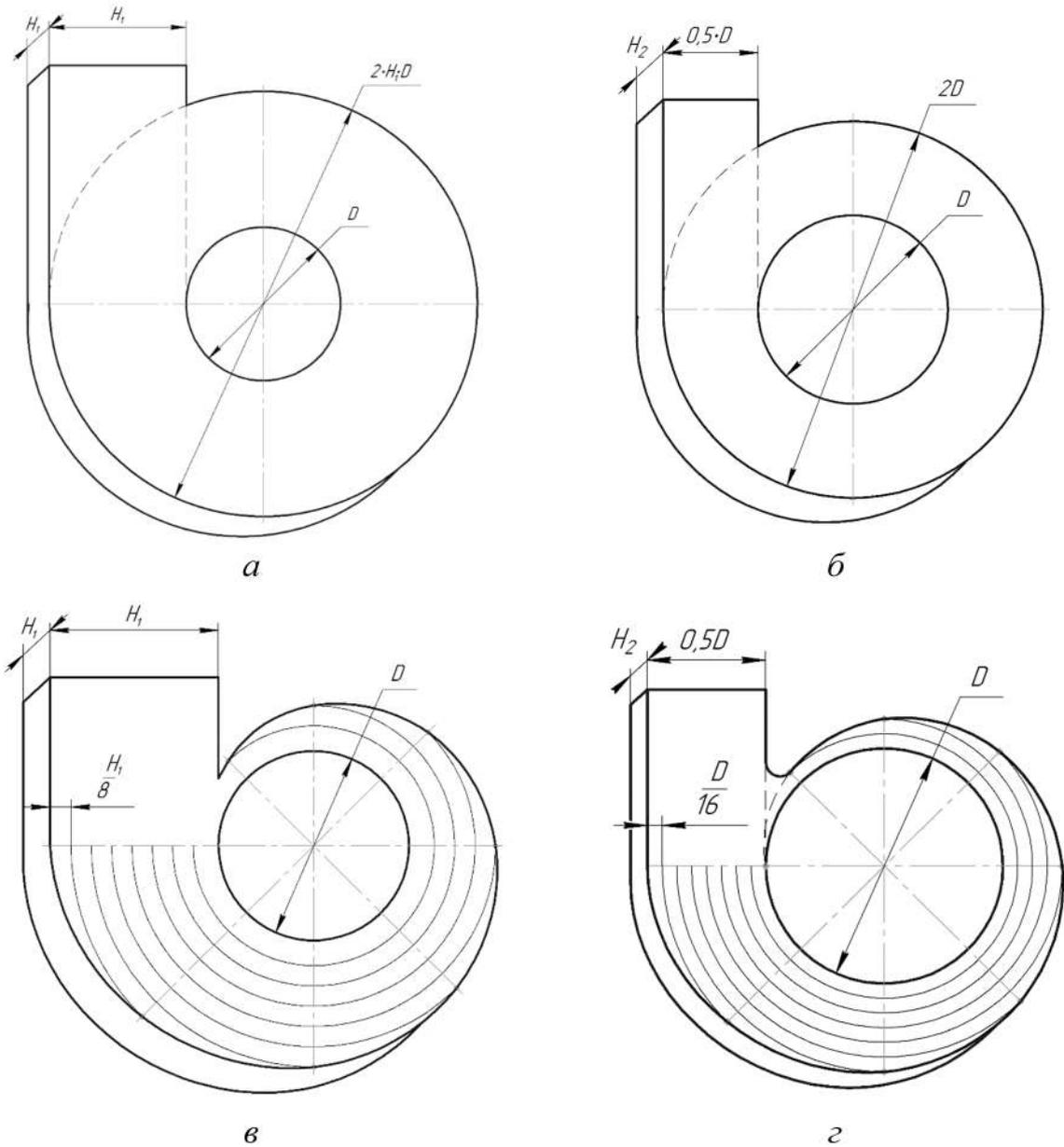


Рис. 1 - Варіанти побудова корпусів відцентрових сепараторів: *a* – циліндричний перший варіант конструкції; *б* – циліндричний другий варіант конструкції; *в* - спіральний перший варіант конструкції; *г* – спіральний другий варіант конструкції

Сталі параметри моделі включали: швидкість повітря на вході 30 м/с; діаметр вихідного патрубку 0,1 м; частоту обертання робочого колеса 1000 об/хв; тип робочого колеса з перпендикулярними лопатями.

Варійованими чинниками були форма корпусу та варіант його геометричної побудови.

Критерієм ефективності обрано відношення радіальної швидкості до тангенціальної з урахуванням лінійної швидкості обертання робочого колеса. Такий підхід дозволяє оцінити ймовірність проникнення тонких частинок у

зону класифікації. Оскільки програмний модуль безпосередньо не надає цих складових, була розроблена методика перерахунку проекцій швидкості з декартової у полярну систему координат.

Якісний аналіз ліній току (рис. 2) показав принципові відмінності у структурі потоку для різних форм корпусів.

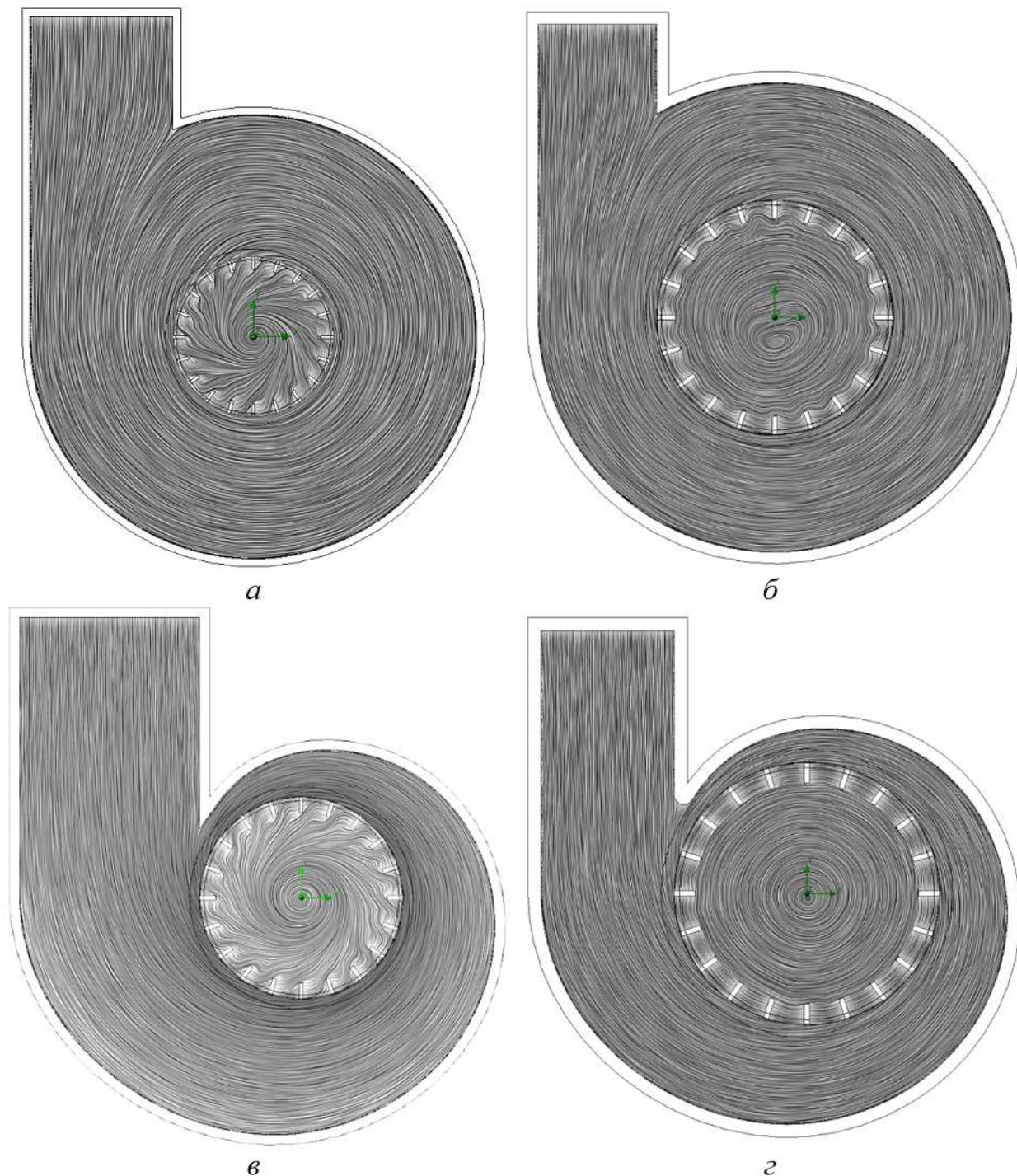


Рис. 2 - Лінії току повітря у досліджених конструкціях корпусів: *a* - циліндричний корпус за першим варіантом проектування; *б* - циліндричний корпус за другим варіантом проектування; *в* - спіральний корпус за першим варіантом проектування; *г* - спіральний корпус за другим варіантом проектування

У циліндричних корпусах спостерігається інтенсивна взаємодія вхідного і вторинного потоків, унаслідок чого основний потік притискається до стінок корпуса. Це призводить до втрати швидкості через тертя та формування зон зворотного руху повітря. Такий режим сприяє осадженню частинок на стінках і є характерним для пиловловлювальних апаратів, однак він не відповідає вимогам динамічної класифікації, де необхідно забезпечити проходження тонких фракцій крізь робоче колесо.

У спіральних корпусах вхідний потік зберігає рівномірність і поступово трансформується у стабільний закручений потік. Вторинний потік спрямовується до робочого колеса, не створюючи значних зон зворотної течії. Частинки матеріалу рухаються по спіралі до центру, що створює сприятливі умови для вторинного розділення за крупністю. Кількісний аналіз підтвердив результати якісних спостережень (рис. 3).

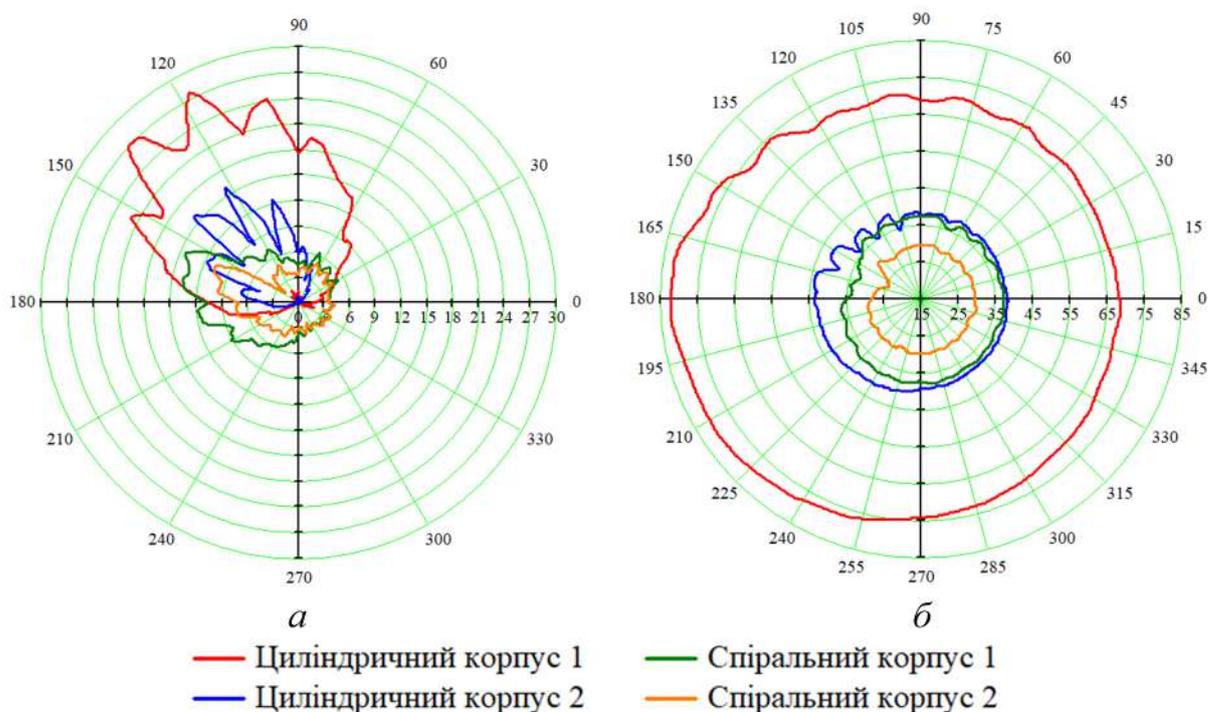


Рис. 3. – Швидкості потоку повітря: *а* - радіальна швидкість; *б* - тангенціальна швидкість (полярна система координат)

Для циліндричних корпусів зафіксовано наявність ділянок з від'ємною радіальною швидкістю, що свідчить про відкидання повітря від осі до периферії. У спіральних корпусах радіальна складова має стабільно додатні значення.

Найбільше значення відношення радіальної та тангенціальної швидкостей отримано для спірального корпуса, спроектованого за першим варіантом, що свідчить про його кращу пристосованість до процесу динамічної сепарації (табл. 3).

Отримані результати щодо переваг спіральних корпусів повністю узгоджуються з висновками численних досліджень [1-4].

Результати моделювання

Параметр	Циліндричний корпус 1	Циліндричний корпус 2	Спіральний корпус 1	Спіральний корпус 2
Максимальна/ мінімальна швидкості біля робочого колеса, м/с	90,9 / 75,1	52,3 / 43,3	46,2 / 42,1	38,25 / 33,6
Максимальна/мінімальна тангенціальна швидкість біля робочого колеса, м/с	82,32 / 67,15	46,7 / 36,9	40,7 / 34,7	32,8 / 26,9
Максимальна/мінімальна радіальна швидкість біля робочого колеса, м/с	27,67 / -1,55	15,9 / -0,8	14,4 / 2,7	10,5 / 1,9
Коефіцієнт співвідношення швидкостей	0,175	0,193	0,244	0,228

Висновок

Форма корпусу істотно впливає на структуру потоку повітря у робочій зоні відцентрового сепаратора. Циліндричні корпуси формують інтенсивний вихровий потік із зонами зворотного руху, що знижує ефективність класифікації, але є прийнятним для пиловловлювачів. Спіральні корпуси забезпечують більш рівномірний і спрямований рух повітря, що підвищує ймовірність проходження тонких частинок у зону розділення. Корпуси, спроектовані за першим варіантом з більшим внутрішнім об'ємом робочої зони, створюють сприятливіші умови для динамічної сепарації.

Отримані результати можуть бути використані при проектуванні та оптимізації конструкцій повітряних відцентрових сепараторів.

Література

1. Kim M., Cha J., Sang Go J. Ring-Shaped Baffle Effect on Separation Performance of Lithium Carbonate Micro Particles in a Centrifugal Classifier. *Micromachines*. 2020, 11, 980. URL: <https://doi.org/10.3390/mi11110980>.
2. Abohelwa, M., Benker, B., Javadi, M., Wollmann, A., & Weber, A. P. (2023). Limitation in the Performance of Fine Powder Separation in a Turbo Air Classifier. *Processes*, 11(10), 2817. URL: <https://doi.org/10.3390/pr11102817>.
3. Yu Y., Ren W., Liu J. A new volute design method for the turbo air classifier. *Powder Technology* 348 (2019) 65–69. URL: <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2019.03.015>.
4. Betz, M., Nirschl, H., & Gleiss, M. (2022). Development of Prediction Models for Pressure Loss and Classification Efficiency in Classifiers. *Processes*, 10(4), 627. <https://doi.org/10.3390/pr10040627>.