



КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БУДІВНИЦТВА І АРХІТЕКТУРИ



МІНІСТЕРСТВО
ОСВІТИ І НАУКИ
УКРАЇНИ



УКРАЇНЬКА РАДА
ІНЖЕНЕРІВ-БУДІВЕЛЬНИКІВ



БУДІВЕЛЬНА
ПАЛАТА
УКРАЇНИ



АКАДЕМІЯ
БУДІВНИЦТВА
УКРАЇНИ



ДЕРЖАВНЕ ПІДПРИЄМСТВО
«ДЕРЖАВНИЙ НАУКОВО-
ДОСЛІДНИЙ ІНСТИТУТ
БУДІВЕЛЬНИХ КОНСТРУКЦІЙ»



VI Міжнародна науково-практична конференція «ЕНЕРГООЩАДНІ МАШИНИ І ТЕХНОЛОГІЇ»

20-21 травня 2025 року

Присвячено 95-річчю з дня заснування КНУБА

Матеріали конференції

Київ 2025

ПОРІВНЯЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВИЗНАЧЕННЯ ПОТУЖНОСТІ ОДНОПОРШНЕВОГО РОЗЧИНОНАСОСА З КОМБІНОВАНИМ КОМПЕНСАТОРОМ ЗБІЛЬШЕНОГО ОБ'ЄМУ З РІЗНИМИ ТИПАМИ ПРИВОДІВ

Микола Шаповал, доцент, к.т.н., доцент ¹ (ORCID: 0000-0002-6943-7687),

Вадим Михайлик, аспірант ¹ (ORCID: 0009-0003-2435-8592),

¹ Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», проспект Віталія Грицаєнка 24, 36011, Україна

АНОТАЦІЯ. Проведено аналіз роботи поршневих насосів на предмет зменшення енерговитрат. Розглянуто особливості енергетичних витрат розчинонасосом з різними типами приводів. Теоретично обґрунтовано та експериментально підтверджено доцільність застосування у конструкції розчинонасоса гідравлічного привода. Встановлено, які фактори впливають на енергетичні витрати розчинонасоса. Доведено, що на характер зміни тиску, що залежить від місцевих опорів як в гідравлічній частині розчинонасоса, так і трубопроводах, прямо пропорційно впливає на енерговитрати розчинонасосом, які визначаються відповідно залежності на основі рівняння Бернуллі. Математично обґрунтовано енергетичні витрати за цикл роботи розчинонасоса, які прямо пропорційно залежать від закону руху робочого органа розчинонасоса. Експериментально встановлено, що на енергетичні витрати впливають такі фактори, як рухомість розчину, що перекачується, тиск подачі розчину, ступінь пульсацій тиску подачі розчину. Теоретично та експериментально доведено доцільність застосування гідравлічного приводу по відношенню до електромеханічного завдяки зменшенню енерговитрат.

Ключові слова: розчинонасос; енерговитрати; гідравлічний привод; рухомість розчину; рівняння Бернуллі; закон руху робочого органа

Вступ. Механізація опоряджувальних робіт, у сучасному будівництві вимагає підвищення продуктивності та дає можливість значно збільшити змінне напруження на одного штукатура без втрати якості. Застосування розчинонасосів у галузях народного господарства усе розширюються. Значимий ефект та якість застосування розчинонасосів виникають під час подачі та укладання цементно-піщаних розчинів, а також під час виконання наливних стяжок підлог, компресорного чи безкомпресорного нанесення на оздоблювальні поверхні, заповнення під тиском зниженої рухомості розчинами стиків та швів залізобетонних конструкцій, для подачі розчинів при великому фронті робіт.

Аналіз літературних джерел. Головною особливістю розчинонасосів, зручних для механізації штукатурних робіт [1, 2], є можливість швидкої зміни його продуктивності за сигналом штукатура. У приміщеннях зі складним плануванням, як на відкритих поверхнях, так і в стиснутих умовах, неможливо проводити оштукатурювання з однаковою швидкістю, тому особливо доцільною є наявність плавного регулювання подачі.

Оскільки всередині насоса є пристрій для плавної зміни його продуктивності, потужність його привода можна зменшити. Це пояснюється тим, що його можна застосовувати під час транспортування більш густих розчинів або при подачі розчинів на значну висоту, коли необхідно забезпечити особливо високий тиск, при цьому продуктивність насоса буде знижена. Оперативне регулювання продуктивності насосів [1, 2, 3] є важливою умовою впровадження комплексних технологій механізації та автоматизації малоопераційного оштукатурювання поверхонь.

Мета роботи. Метою дослідження є визначення та порівняльний аналіз енерговитрат однопоршневих розчинонасосів з різними типами привода та комбінованого компенсатора нової практичної конструкції для забезпечення зростання ефективності їх роботи за рахунок зниження ступеня пульсацій тиску подачі по трубопроводу, підвищенні продуктивності і об'ємного ККД.

Матеріали і методи. Основними матеріалами для аналізу є науково-технічна та довідкова література про вітчизняні та зарубіжні зразки сучасних розчинонасосів. Основними методами, що використовуються в роботі є використання розрахунків на основі математичного аналізу та аналітичної механіки. Для виконання розрахунків та побудови графіків використовується програмне забезпечення Mathcad, Microsoft Excel.

Виклад основного матеріалу. Експериментальні трьохфакторні дослідження (табл.1) зі споживання потужності на протязі циклу роботи розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму (рис.1) та гідроприводного розчинонасоса з комбінованим компенсаторами

збільшеного об'єму (рис. 2) проводилися з використанням спеціального вимірювального електрообладнання при перекачуванні розчинів різної рухомості .

Аналіз графічних результатів свідчить про те, що витрата потужності на протязі циклу роботи розчинонасосів прямо пропорційна тиску розчину і зворотно пропорційна ККД. За порівнянням як експериментальних, так і теоретичних залежностей (рис. 3) суттєвий вплив на витрату потужності до максимальних значень здійснюють пульсації тиску розчину. Зменшення витрат потужності спостерігається у гідроприводного розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму (рис. 3) і сягає біля 21%. Це пояснюється зниженням пульсацій тиску розчину за рахунок руху поршня розчинонасоса з постійною швидкістю в такті нагнітання та ефективного спрацювання комбінованого компенсатора збільшеного об'єму.

Аналогічним чином для дослідження впливу раніше вказаних факторів на витрати потужності розчинонасоса з різними приводами знайдено рівняння регресії відповідно якому побудовані графічні залежності (рис. 4).

Для розчинонасоса з комбінованим компенсатором пульсації тиску одержано рівняння регресії в кодовому вигляді, згідно з яким побудовано графічні залежності (рис. 4, а, б, в, г)

$$Y_3 = 3,321 + 0,102 \cdot X_1 - 0,021 \cdot X_3 + 0,023 \cdot X_4 - 0,026 \cdot X_2^2 + 0,311 \cdot X_3^2 + 0,338 \cdot X_4^2 + 0,046 \cdot X_2 \cdot X_3 + 0,054 \cdot X_2 \cdot X_4 + 0,07 \cdot X_3 \cdot X_4 \quad (1)$$

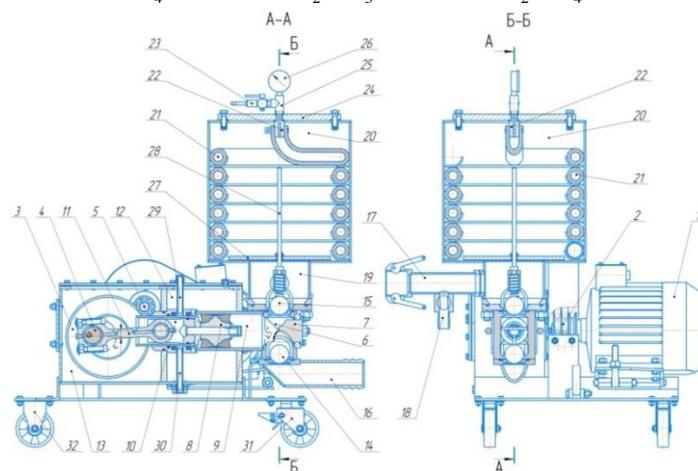


Рис.1. Однопоршневий розчинонасос з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму:

1 – електродвигун; 2 – клинопасова передача; 3 – зубчасте колесо; 4 – кривошипний вал; 5 – вал-шестерня; 6 – всмоктувальна камера; 7 – спеціальна циліндрична вставка; 8 – поршень; 9 – робочий циліндр; 10 – повзун; 11 – шатун; 12 – камера; 13 – корпус редуктора; 14, 15 – всмоктувальний та нагнітальний підпружинений кульові клапани; 16, 17 – всмоктувальний і нагнітальний патрубкі; 18 – кран зниження тиску; 19 – нагнітальна камера; 20 – циліндрична камера; 21 – замкнена камера; 22 – штуцер вузла підкачки повітря; 23 – ніпель; 24 – кришка; 25 – кран; 26 – манометр; 27 – поплавок-обмежувач; 28 – направляючий стрижень; 29, 30 – каналні патрубкі; 31, 32 – пара коліс.

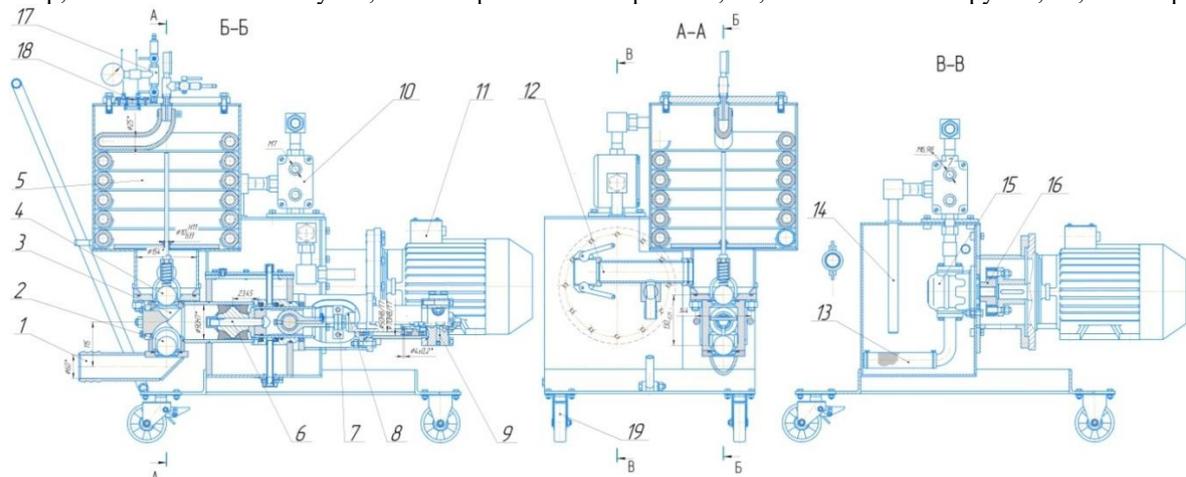


Рис. 2. Конструктивна схема однопоршневого гідроприводного розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму:

1, 12 – усмоктувальний та нагнітальний патрубкі; 2, 4 – всмоктувальний та нагнітальний підпружинений кульові клапани; 3

– усмоктувальна камера; 5 – комбінований компенсатор; 6 – поршень з направляючим плунжером; 7 – хомут гідравлічний привідний циліндр з розподілювачем; 8 – гідроциліндр з поршнем і штоком; 9 – золотниковий розподільник; 10 – регулятор подачі гідравлічної рідини; 11 – електродвигун; 13 – фільтр мастильної рідини; 14 – патрубок скидання гідравлічної рідини; 15 – шестерневий гідравлічний насос; 16 – муфта втулково-пальцева; 17 – редуктор підкачки повітря; 18 – скляне віконце з підсвічуванням

Таблиця 1

Параметри, які впливають на ефективність роботи розчинонаосу та їх інтервали варіювання

№	Найменування	Позначення	Розмірність	Верхній рівень (+)	Нульовий рівень (0)	Дробний рівень (-0,5)	Нижній рівень (-)	Інтервал варіювання
X ₁	Рухомість розчину	Π	см	10	9	8,5	8	1
X ₂	Середній тиск подачі розчину	p	МПа	2,5	1,5	–	0,5	1
X ₃	Объем повітря у компенсаторі приведений до атмосферних умов	V _{комп}	дм ³	41	47	–	65	75

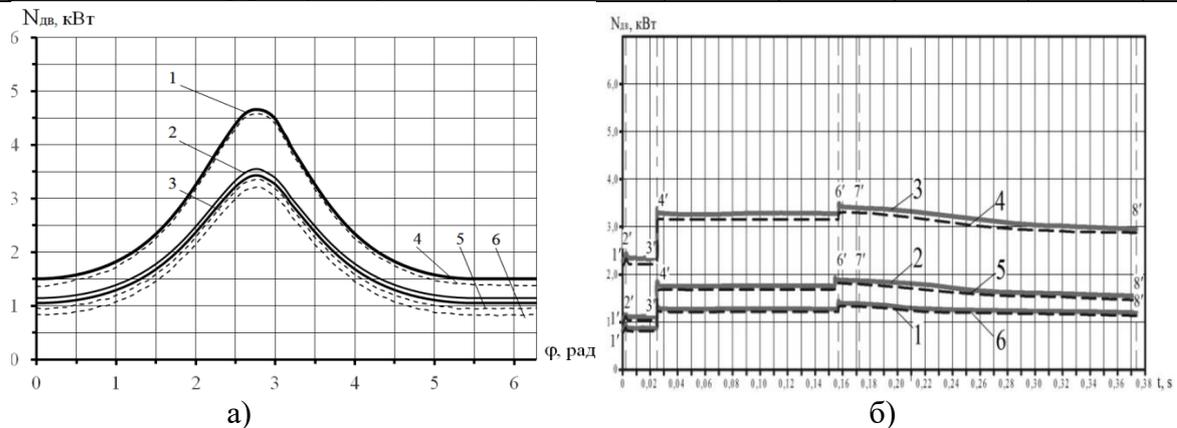


Рис. 3. Графічні теоретичні та експериментальні залежності потужності, що споживається на протязі циклу роботи розчинонаосу при різних рухомостях будівельного розчину:

- а – розчинонаоса з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму; б – гідроприводного розчинонаосу з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму
- теоретичні 1 – при Π8; 2 – при Π10; 3 – при Π12;
- експериментальні 4 – при Π8; 5 – при Π10; 6 – при Π12

Після заміни значень факторів в кодовому вигляді на дійсні рівняння регресії відображає зв'язок між потужністю $P_{дв}$ розчинонаосу та вихідними факторами, вплив яких досліджується

$$\begin{aligned}
 Y_3 = & 3,321 + 0,102 \cdot \left(\frac{\Pi - 10}{2} \right) - 0,021 \cdot \left(\frac{V_{комп} - 47}{17} \right) + 0,023 \cdot \left(\frac{\beta - 45}{15} \right) - 0,026 \cdot \left(\frac{p - 1,5}{1} \right)^2 + \\
 & + 0,311 \cdot \left(\frac{V_{комп} - 47}{17} \right)^2 + 0,338 \cdot \left(\frac{\beta - 45}{15} \right)^2 + 0,046 \cdot \left(\frac{p - 1,5}{1} \right) \cdot \left(\frac{V_{комп} - 47}{17} \right) + \\
 & 0,054 \cdot \left(\frac{p - 1,5}{1} \right) \cdot \left(\frac{\beta - 45}{15} \right) + 0,07 \cdot \left(\frac{V_{комп} - 47}{17} \right) \cdot \left(\frac{\beta - 45}{15} \right)
 \end{aligned} \quad (2)$$

Для гідроприводного розчинонаосу з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму одержано рівняння регресії в кодовому вигляді, відповідно якому побудовані графічні залежності, а на (рис. 4, д, е, є, ж) приведені графічні залежності від факторів, що досліджуються

$$\begin{aligned}
 Y_4 = & 3,572 + 0,091 \cdot X_1 + 0,188 X_1^2 + 0,327 X_2^2 + 0,322 \cdot X_3^2 + 0,261 \cdot X_4^2 + \\
 & + 0,013 \cdot X_1 \cdot X_2 + 0,038 \cdot X_2 \cdot X_3 + 0,039 \cdot X_2 \cdot X_4 + 0,054 \cdot X_3 \cdot X_4
 \end{aligned} \quad (3)$$

Натуральними значеннями факторів рівняння (3) має вигляд

$$\begin{aligned}
Y_4 = & 3,572 + 0,091 \cdot \left(\frac{\Pi - 10}{2}\right) + 0,188 \cdot \left(\frac{\Pi - 10}{2}\right)^2 + 0,327 \cdot \left(\frac{p - 1,5}{1}\right)^2 + \\
& + 0,322 \cdot \left(\frac{V_{\text{комп}} - 47}{17}\right)^2 + 0,261 \cdot \left(\frac{\beta - 45}{15}\right)^2 + 0,013 \cdot \left(\frac{\Pi - 10}{2}\right) \cdot \left(\frac{p - 1,5}{1}\right) + \\
& + 0,038 \cdot \left(\frac{p - 1,5}{1}\right) \cdot \left(\frac{V_{\text{комп}} - 47}{17}\right) + 0,039 \cdot \left(\frac{p - 1,5}{1}\right) \cdot \left(\frac{\beta - 45}{15}\right) + 0,054 \cdot \left(\frac{V_{\text{комп}} - 47}{17}\right) \cdot \left(\frac{\beta - 45}{15}\right)
\end{aligned} \quad (4)$$

Результати експериментальних досліджень (рис. 4, а, д) показують, що зменшення витрат потужності спостерігається при зростанні рухомості розчину, за рахунок зменшення опору просування по трубопроводу та зменшенню зворотних витоків через клапана. Графічні залежності експериментальних досліджень (рис. 4, б, е) показують, що витрати потужності прямо пропорційні зростанню тиску розчину, особливо спостерігається зростання витрати потужності при підвищенні тиску в діапазоні 1,5 – 2,5 МПа. Збільшення приведенного об'єму повітря компенсатора (рис. 4, в, є), який впливає на зменшення ступеня пульсацій тиску розчину в свою чергу зменшує витрати потужності. Результати експериментальних досліджень (рис. 4, г, ж) вказують на те, що зведення до мінімуму витрат потужності відбувається при куті нахилу 45° спеціальної вставки у всмоктувальній камері яка зменшує зворотні витоків через всмоктувальний клапан, і ти самим зменшує ступінь пульсацій тиску.

Зменшення витрат потужності на близько 1,2 кВт у гідроприводного розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму пов'язано з меншим рівнем ступеня пульсацій тиску подачі.

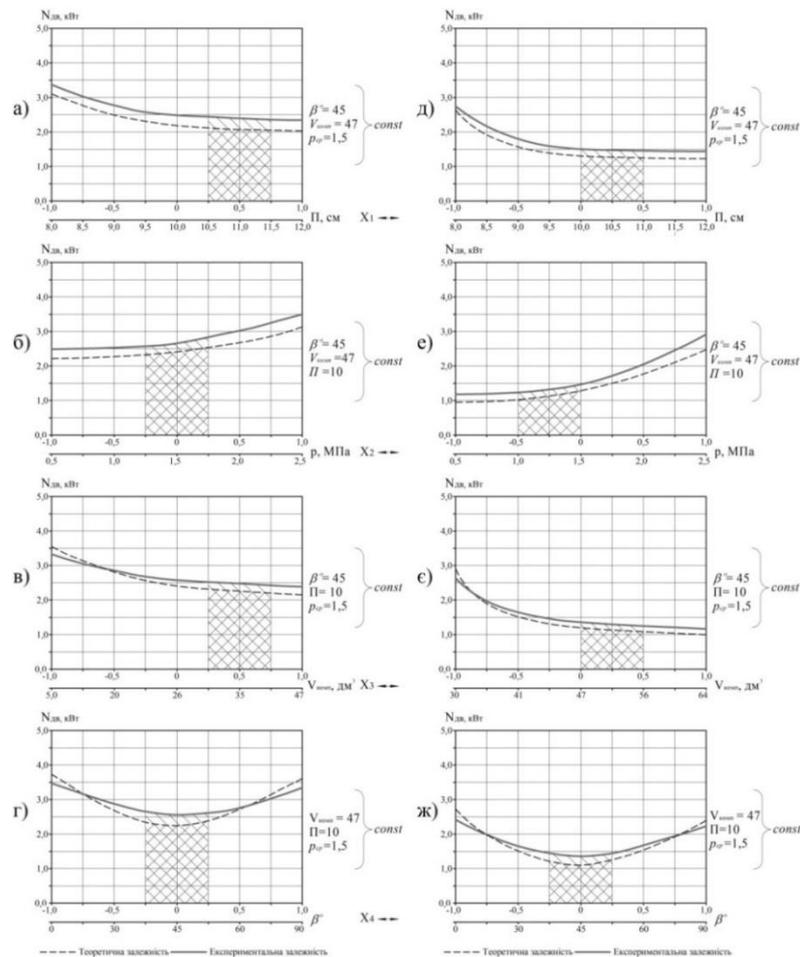


Рис. 4. Графічні залежності потужності:

а), б), в), г) з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму; д), е), є), ж) гідроприводний з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму; а), д) від рухомості X_1 розчину; б), е) від та середнього тиску розчину X_2 ; в), є) від приведенного об'єму компенсатора; г), ж) від кута нахилу спеціальної вставки X_3 , що розташована у всмоктувальній камері

Обговорення. Аналіз експериментальних та розрахункових результатів досліджень (рис. 3.10) свідчить про те, що показник потужності для усіх випадків у гідроприводного розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму менший в порівнянні з розчинонасосом, який оснащено електромеханічним приводом комбінованим з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму. Діапазони раціональних технологічних параметрів (рис. 3.10) наступні $X_1 = 10...11$ см; $X_2 = 1,0...1,5$ МПа; $X_3 = 47...56$ дм³; $X_4 = 37,5...52,5^\circ$.

Висновки. Таким чином, можливо констатувати, що гідроприводний розчинонасос удосконаленої конструкції з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму при аналогічних умовах роботи розчинонасосів має наступний ряд переваг перед розчинонасосом, який оснащено електромеханічним приводом комбінованим з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму: зменшився ступінь пульсації тиску розчину на 15%; збільшилася продуктивність на 23%; знизилася витрати потужності на 21%.

Розбіжність результатів проведених експериментальних і теоретичних досліджень визначення потужності складає 5 – 10%.

Список використаних джерел:

1. Onyshchenko, O. H., Drachenko, B. F., Holovkin, O. V. (1998) *Mekhanizatsiia oporiadzhuvannykh robot u budivnytstvi : navchalnyi posibnyk [Mechanization of finishing works in construction: a textbook]*. Kyiv: Urozhai. [in Ukrainian].
2. Korobko B.O. (2016) *Osnovy stvorennia enerhoefektyvnykh tekhnologichnykh komplektiv obladnannia dlia shtukaturnykh robot: dysertatsiia d-ra tekhn. nauk [Fundamentals of creating energy-efficient technological sets of equipment for plastering works: dissertation of Dr. Tech. Sciences]*. Kharkiv. [in Ukrainian].
3. Korobko, B., Khomenko, I., Shapoval, M., Virchenko, V. (2022) Solution Pressure Pulsations into the Pipeline Size Determination in Dependence on Constructive Parameters of Valve Units of Mortar Pump. *Lecture Notes in Civil Engineering* this link is disabled, 181, 225–243. <http://reposit.nupp.edu.ua/handle/PoltNTU/9321>

ВІБРОДІАГНОСТИКА МАШИН ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ

Сергій Орищенко, доцент, к.т.н., доцент ¹ (ORCID: [0000-0002-5359-5285](https://orcid.org/0000-0002-5359-5285)),

¹ Київський національний університет будівництва і архітектури, проспект Повітряних сил 31, 03037, Україна

АНОТАЦІЯ. Розглянуто принципи та методи вібродіагностики машин технологічного призначення. Проаналізовано основні джерела вібрацій, типи вібраційних сигналів та сучасні технічні засоби для їх збору й обробки. Наведено практичні аспекти застосування вібродіагностики для оцінки технічного стану обладнання та обґрунтовано її роль у системі обслуговування за технічним станом.

Ключові слова: вібродіагностика; технічне обслуговування; машинобудування; спектральний аналіз; технологічне обладнання; вібрація.

Вступ. Машини технологічного призначення є основою виробничих процесів у промисловості. Їхня безперебійна робота напряму впливає на продуктивність, якість продукції та економічну ефективність виробництва. В умовах інтенсифікації навантажень і зростаючого зносу обладнання зростає актуальність діагностики технічного стану. Серед сучасних методів технічного діагностування особливе місце займає вібродіагностика — метод аналізу коливань машин, який дозволяє своєчасно виявляти дефекти та запобігати аваріям.

Аналіз літературних джерел. Проблематика вібродіагностики машин технологічного призначення активно розглядається в сучасній науково-технічній літературі. Вивчення джерел дозволяє зробити висновок про високий рівень актуальності теми як у контексті теоретичних досліджень, так і в прикладному аспекті. Таким чином, аналіз літературних джерел [1,2,3] свідчить про існування усталеної наукової бази, а також про постійну модернізацію методів та засобів вібродіагностики. Сучасні тенденції розвитку галузі спрямовані на автоматизацію процесів діагностики, підвищення точності і достовірності результатів, а також інтеграцію в систему цифрового управління технічним обслуговуванням обладнання. У фундаментальних працях,