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



Матеріали

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

Полтава 2025

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

де γ – коефіцієнт втрат.

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

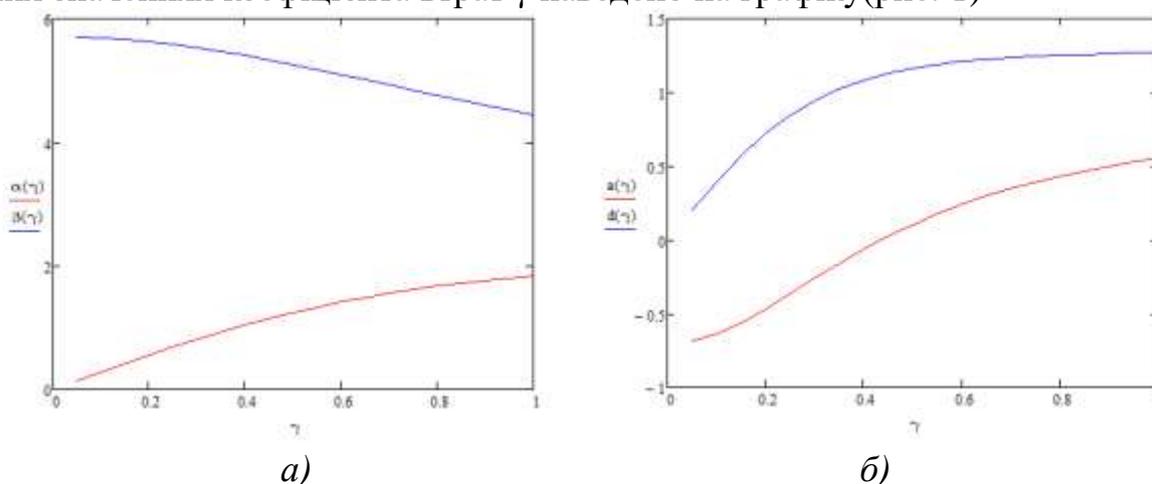


Рисунок 1 – Результати розрахунку коефіцієнтів розсіяння енергії (а) та хвильових коефіцієнтів середовища (б), які визначають пружно-інерційні і дисипативні властивості бетонного розчину з товщиною $h=0,16$ м у залежності від величини коефіцієнта втрат γ

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

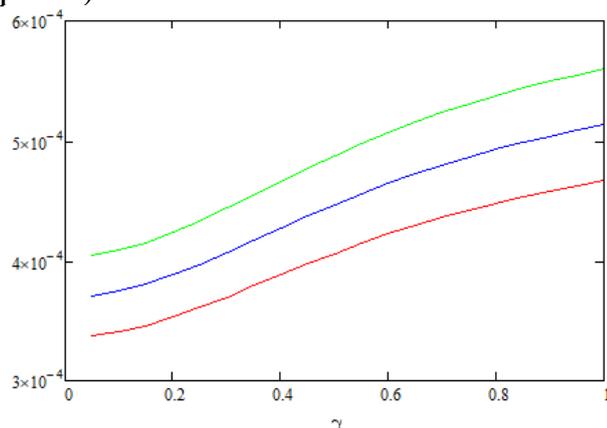


Рисунок 2 – Графік залежності амплітуд коливань при ущільненні бетону з габаритами у формі $(b_n \times h_n \times l_n)$ 1,5x0,16x5 м і величині змушувальної сили

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

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

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

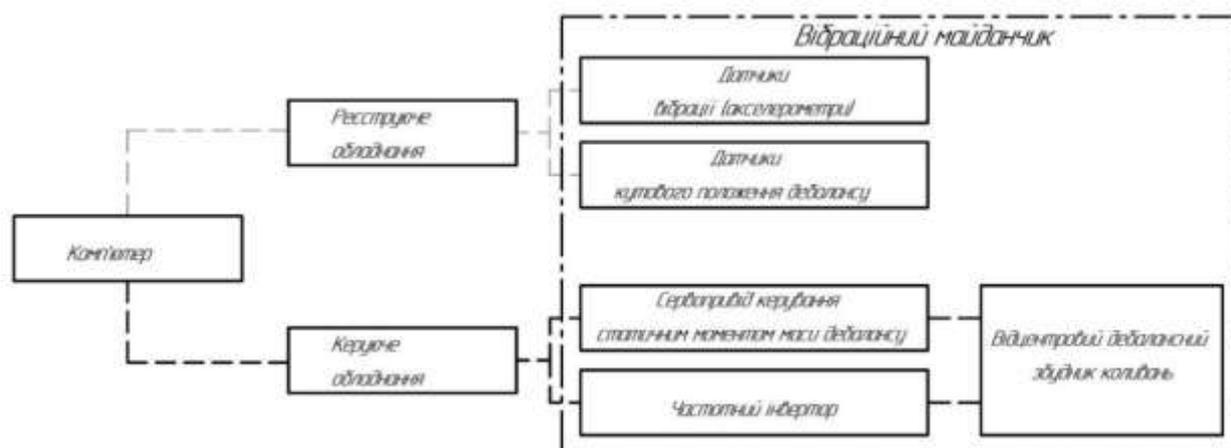


Рисунок 3 – Функціональна схему автоматизації резонансного вібромайданчика

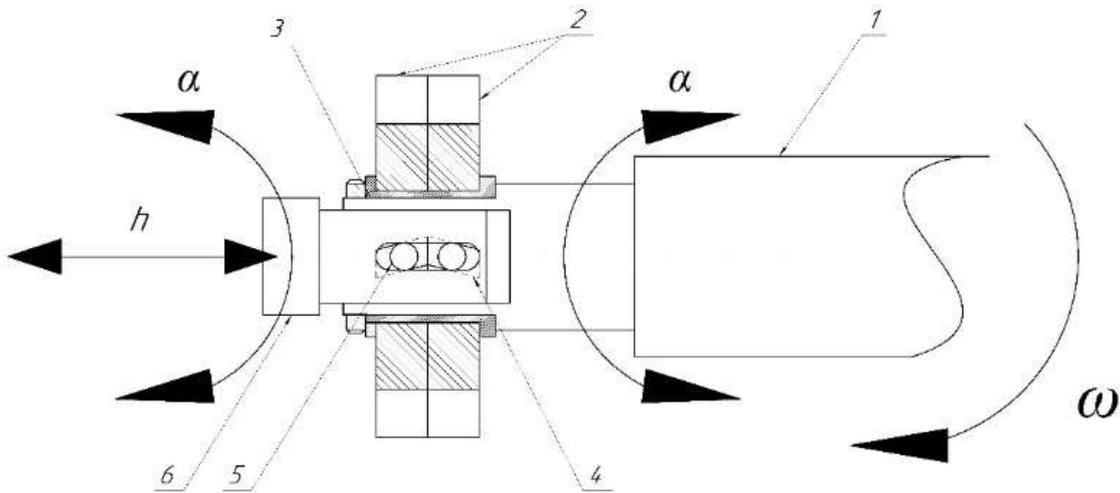


Рисунок 4 – Схема механізму зміни кута розведення половинок дебаланса

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

Література

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