

УДК 693.542.52-868

*І.І. Назаренко, д.т.н. проф., Ю.О. Баранов, к.т.н. доц., В.А. Басараб, інженер
Київський національний університет будівництва і архітектури*

МЕТОДИКА ТА ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ НИЗЬКОЧАСТОТНОГО ЕЛЕКТРОМАГНІТНОГО ЗБУДНИКА КОЛИВАНЬ

Стаття присвячена методиці визначення основних параметрів електромагнітного збудника коливань в умовах взаємодії із середовищем. Сутність проблеми полягає в тому, що вплив середовища на динаміку руху робочого органа вібромашини не є достатньо вивченим. Проведено теоретичні дослідження поведінки системи для континуальної моделі середовища. Отримано методику проектування вібраційної машини для умов складного характеру впливу середовища й методику визначення основних параметрів електромагнітного збудника коливань в умовах дії активної та реактивної складових сили опору середовища.

Ключові слова: електромагнітний збудник коливань, методика проектування вібраційної машини.

Статья посвящена методике определения основных параметров электромагнитного возбудителя колебаний в условиях взаимодействия со средой. Сущность проблемы состоит в том, что влияние среды на динамику движения рабочего органа вибромашины недостаточно изучено. Проведены теоретические исследования поведения системы для континуальной модели среды. Получена методика проектирования вибрационной машины в условиях сложного характера влияния среды и методика определения основных параметров электромагнитного возбудителя колебаний в условиях воздействия активной и реактивной составляющих силы сопротивления среды.

Ключевые слова: электромагнитный возбудитель колебаний, методика проектирования вибрационной машины.

The article presents the methodology and main parameters definition of low frequency electromagnetic vibroexciter. The essence of this problem: work environment (concrete) influence on dynamic movement work platform machine is not fully investigated. The theoretical researches were applied, used by continually system as approximation model of concrete mixture. The methodology of vibration machines projection under circumstances of complicate work environment forces influence was obtained. The methodology of main parameters definition under circumstances of active and reactive work environment forces action was obtained.

Key words: electromagnetic vibroexciter, methodology of vibration machines projection.

Постановка проблеми. Одним із напрямів створення вискоефективних вібромашин для ущільнення будівельних сумішей є використання низькочастотного електромагнітного збудника коливань, що дає змогу змінювати режим і параметри в робочому процесі.

Аналіз останніх досліджень і виділення не розв'язаних раніше частин загальної проблеми. Дослідженню динаміки руху цих машин присвячено низку робіт [1, 2, 3], в яких середовище подається у вигляді приєднаної маси.

Формулювання цілей статті. Однак для певних умов роботи машини та габаритних розмірів у зв'язку з розвитком хвильових явищ у середовищі [3] виникає потреба в урахуванні середовища як системи з розподіленими параметрами.

Виклад основного матеріалу. Схему електромагнітного вібромайданчика наведено на рис. 1.

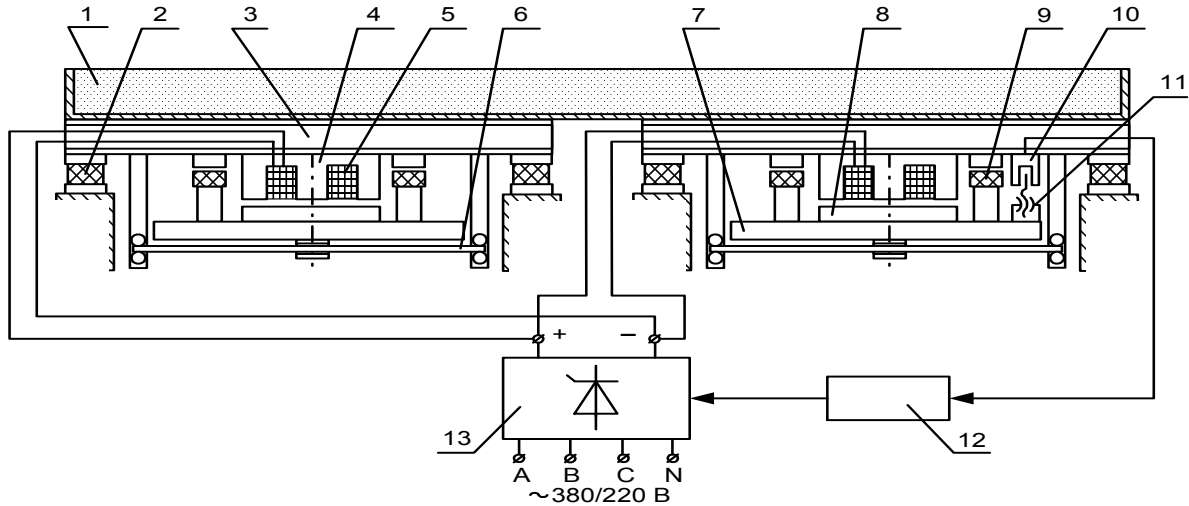


Рисунок 1 – Ударно-вібраційна площадка з електромагнітним приводом:
 1 – форма з бетонною сумішшю; 2 – опорні амортизатори; 3 – верхня маса (робочий орган); 4 – осердя електромагніта; 5 – котушка електромагніта; 6 – ресора; 7 – нижня маса (ударник); 8 – яркі електромагніта; 9 – буфер; 10 – індукційний датчик; 11 – регульовальний гвинт; 12 – схема керування; 13 – тиристорний випрямляч

Динаміка системи описується такими диференційними рівняннями:
 рівняння руху робочого органа

$$m_1 \ddot{x}_1 + (b_1 + b_2)(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + b_3 \dot{x}_1 + c_1(x_1 - x_2) + c_2(x_1 - x_2 + x_k) + c_3 x_1 + F_{on} = -F_e \quad (1)$$

рівняння руху ударника

$$m_2 \ddot{x}_2 - (b_1 + b_2)(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - c_1(x_1 - x_2) - c_2(x_1 - x_2 + x_k) = F_e \quad (2)$$

де x_1, x_2 – переміщення робочого органа та ударника;

m_1, m_2 – маса робочого органа й ударника;

b_1, b_2 – в'язкість ресори та буферів;

c_1, c_2 – жорсткість ресори й буферів;

$$F_{on} = S \left(E \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \beta \rho \frac{\partial^3 u}{\partial x^2 \partial t} \right) \Delta x \quad \text{– сила опору середовища;}$$

рівняння зміни поточкозчеплення

$$\frac{d\psi}{dt} = \frac{U - iR - \frac{L_0 a \psi b V}{(b + X)^2}}{\frac{L_0 a X}{b + X} + L_0 A D e^{D\psi} + 1}; \quad (3)$$

рівняння руху шару суміші

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = c^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \beta \frac{\partial^3 u}{\partial x^2 \partial t}. \quad (4)$$

На основі технологічних вимог приймаються вихідні дані: вантажність віброблока m_1 , кг; частота ударів f , Гц; середнє прискорення a_{1cp} маси m_1 в умовах удару, m/c^2 .

Вихідні дані для розрахунку: склад суміші (вибирається за технологічними вимогами); висота суміші; густина суміші.

1. Знаходимо коефіцієнт в'язкості суміші β , він визначається графічно залежно від водоцементного (В/Ц) співвідношення (рис. 2).

2. Визначаємо модуль деформації E . За даними експериментальних досліджень модуль деформації становить $E=21 - 32$ МПа (відповідно нижня межа характеризує суміші, ближчі за властивостями до помірно жорстких сумішей, і навпаки, верхня межа визначає наджорсткі суміші).

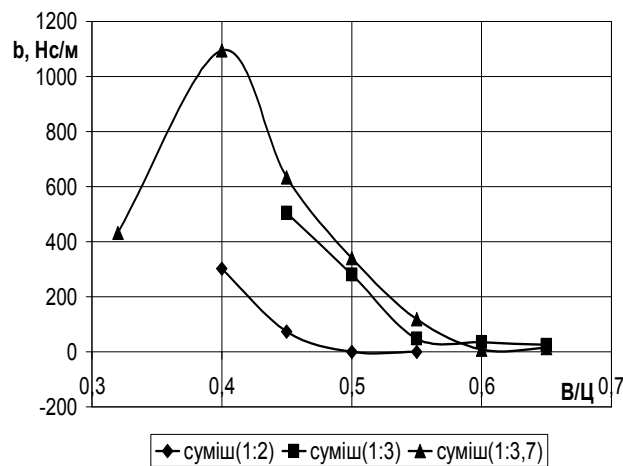


Рисунок 2 – Графік залежності в'язкості бетонної суміші від В/Ц співвідношення

Аналітичний вираз модуля деформації знайдено за методами поліноміальної регресії та Фур'є-аналізу

$$E(t) = 0,856 - 1,187t + 0,396t^2 - 0,039t^3 - 8,055 \cdot 10^{-7} t^4 + 9,409 \cdot 10^{-5} t^5, \quad (5)$$

$$E(t) = \frac{A_0}{2} + \sum_{k=1}^n (A_k \cos(k\omega t) + B_k \sin(k\omega t)). \quad (6)$$

3. Визначаємо амплітудні значення кінематичних параметрів активної та реактивної складових сили опору. Оскільки обчислення даних параметрів здійснюється числовим методом, то значення цих величин будемо шукати за допомогою графічних залежностей (рис. 3, 4) відповідно до висоти суміші h . Позначимо

$$a = \left. \frac{\partial^3 u}{\partial x^2 \partial t} \Delta x \right|_{max}, \quad d = \left. \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \Delta x \right|_{max}.$$

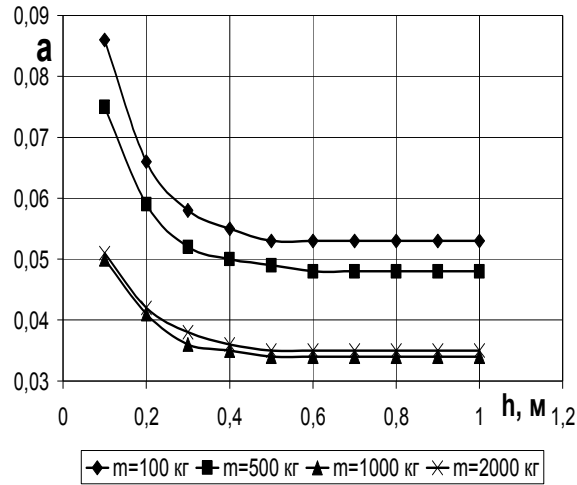


Рисунок 3 – Залежність активної складової опору від висоти суміші h

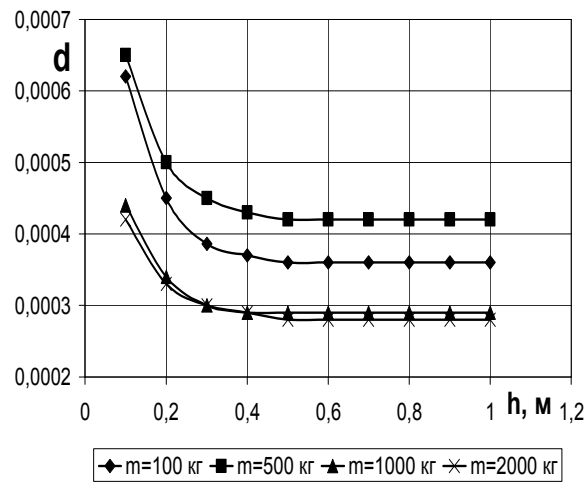


Рисунок 4 – Залежність реактивної складової опору від висоти суміші h

4. Визначаємо середньоквадратичне значення сумарної сили опору середовища за методикою [3]

$$\sigma_{on} = \sqrt{(\beta \rho a)^2 + (Ed)^2} . \quad (7)$$

5. Визначаємо сумарну потужність вібромашини з урахуванням реакції середовища (рисунок 5). Отримане значення потужності слід порівняти з базовою потужністю (без урахування середовища) за пунктом 8. Далі повертаємось до базової методики розрахунку машини і, взявши до уваги уточнене значення потужності, розраховуємо всі необхідні параметри машини.

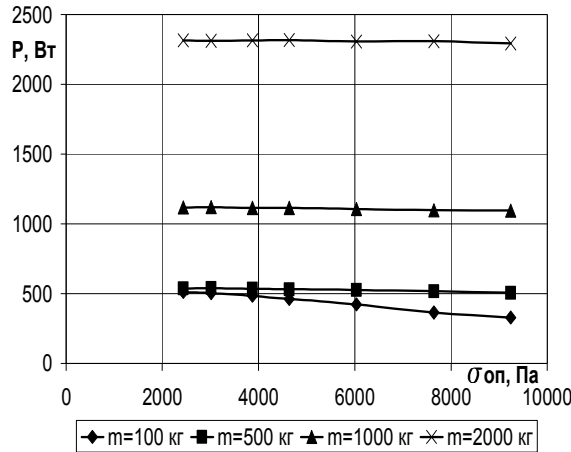


Рисунок 5 – Залежність потужності машини від середньоквадратичної сили опору

У результаті виконаних досліджень сформульовано алгоритм розрахунку основних параметрів:

1. Маса ударника

$$m_2 = k \cdot m_1, \text{ кг} \quad (k = 0,25). \quad (8)$$

2. Необхідна швидкість ударника перед ударом

$$V_{2k} = \frac{a_{1cp} \cdot t_y}{k(1 + k_g)}, \text{ м/с} \quad (k_g = 0,3). \quad (9)$$

3. Кінетична енергія системи

$$Q = \left(m_2 \cdot V_{2k}^2 + m_1 (V_{2k} \cdot k)^2 \right) / 2, \text{ Дж}. \quad (10)$$

4. Потужність привода

$$P = \frac{Q \cdot f}{k_Q}, \text{ Вт} \quad (k_Q = 0,5), \quad (11)$$

де P^* – потужність з урахуванням опору середовища, визначається за графіком (рисунок 5).

5. Жорсткість підвіски ударника

$$C_1 = m_2 \cdot \omega_2^2, \text{ Н/м}, \quad (12)$$

де $\omega_2 = 1,5 \cdot \pi \cdot f$, с^{-1} – зведена частота коливань ударника.

6. Жорсткість буферів

$$C_2 = \frac{2 \cdot k_n \cdot Q}{x_0^2}, \text{ Н/м}, \quad (k_n = 0,5; x_0 = 0,001 \text{ м}). \quad (13)$$

Висновки. Наведена методика дозволяє проектувати вібраційні машини для розв'язання технологічних задач, зокрема врахування активної та реактивної складових впливу середовища дає змогу створювати вібромашини, які забезпечують отримання виробів високої якості за умов низьких енерговитрат.

ЛІТЕРАТУРА

1. Хо Тхи Ха. Исследование динамики виброплощадки с электромагнитным приводом: автореферат дис. ... канд. техн. наук / Хо Тхи Ха. – К.: КИСИ, 1982. – 20 с.

2. 2. Баранов Ю.О. Создание строительных ударно-вибрационных машин с электромагнитным приводом: автореферат дис. ... канд. техн. наук / Ю.О. Баранов. – К., 1994. – 24 с.

3. 3. Назаренко И.И. Прикладные задачи теории вибрационных систем / И.И. Назаренко. – К.: І.С.Д.О, 1993. – 216 с.

Надійшла до редакції 21.01.2010 р.

© І.І. Назаренко, Ю.О. Баранов, В.А. Басараб