

СТВОРЕННЯ ВИСОКОЕФЕКТИВНИХ ВІБРОУЩІЛЬНЮЮЧИХ МАШИН НОВОГО ПОКОЛІННЯ

Предложена теория взаимодействия рабочих органов вибромашин и обрабатываемых сред, которая на основании оценки напряженного состояния среды в контактной зоне позволяет определить влияние обрабатываемой среды на динамику рабочих органов машин. Предложены принципы создания вибромашин объемного формирования с высокоэффективными показателями по энергоёмкости и материалоемкости.

Theory of interaction of working machines and vibration environments that are processed has been reviewed. Determined the impacted of environment on the dynamics of working machines based on the consideration of vibration stress in the contact zone. The proposed principles of vibration machines with high volumes of indicators on energy and material.

Постановка проблеми. Машини вібраційної дії широко використовуються для операцій подрібнення, сортування, перемішування, ущільнення тощо. Поряд із реалізацією звичайних гармонічних режимів руху, у вібраційних машинах застосовуються й режими, що поєднують вібрацію і удар. Для операцій ущільнення такі машини більш ефективні, ніж звичайні, але водночас більш енергоємні та матеріалоємні. Крім того, технологічна ефективність цих машин значною мірою залежить від конструктивного забезпечення можливості реалізації прогресивних режимів роботи. Одним із шляхів вирішення цих проблем є застосування системного підходу до прийняття конструкторських рішень на основі розгляду спільного руху системи “машина – оброблювальне середовище” із ціленаправленим використанням внутрішніх властивостей підсистем з реалізацією суб-, суперрезонансних та резонансних режимів роботи.

Аналіз досліджень. У проведених теоретичних дослідженнях [1, 2], а також у практичній реалізації [1–4], була запропонована робоча гіпотеза: розробка надійних і найбільш ефективних віброущільнюючих машин для різних умов формування бетонних і залізобетонних виробів забезпечується встановленням і раціональним використанням закономірностей зміни внутрішніх (пружно-інерційних і дисипативних) властивостей системи “машина – середовище” в режимі, що є наближеним до вільних коливань вібросистеми.

Формування мети статті. Метою цієї роботи є розробка принципів створення вибромашин об’ємного формування з високоефективними показниками енергоємності і матеріалоємності.

Виклад основного матеріалу. Відповідно до теоретичного дослідження процесу взаємодії робочих органів вибромашин та оброблюваних середовищ (бетонних сумішей і ґрунтів) [1], оброблювальне в процесі коливань середовище враховується в рівняннях руху робочих органів машин за допомогою контактної сили (рис.1), названої реакцією середовища. Для пошуку реакції застосовувалося рівняння руху:

$$\frac{\partial^2 u(z, t)}{\partial z^2} = \frac{\rho^*(z, t)}{E^*(z, t)} \frac{\partial^2 u(z, t)}{\partial t^2}; \quad (1)$$

де $u(z, t)$ - переміщення по координаті Z в момент часу t ; $\rho^*(z, t)$ - щільність суміші; $E^*(z, t)$ - комплексний модуль пружності.

Закон деформації середовища під напруженням має вигляд:

$$\sigma = E^* \varepsilon = (E' + iE'')\varepsilon, \quad (2)$$

де E', E'' – складові комплексного модуля пружності; i – уявна одиниця, яка вказує на зсув $\pi/2$ між E' та E'' ; ε – деформація шару середовища.

Якщо прийняти загальний закон зміни сили

$$F(t) = \sum_{n=-\infty}^{+\infty} F_n e^{in\omega t}, \quad (3)$$

де $\omega = 2\pi/T$; $n = \pm 1; \pm 2; \dots$. $F_n = F_n^* = \int_{-\tau/2}^{\tau/2} F(\tau) e^{-in\omega\tau} d\tau$, то розв'язок вихідного рівняння, відповідно до методу Фур'є, може бути представлено комплексною хвильовою функцією

$$U(z,t) = \sum_{n=-\infty}^{+\infty} \left(U_{1n} e^{k_n z} + U_{2n} e^{-k_n z} \right) e^{in\omega t} \quad (4)$$

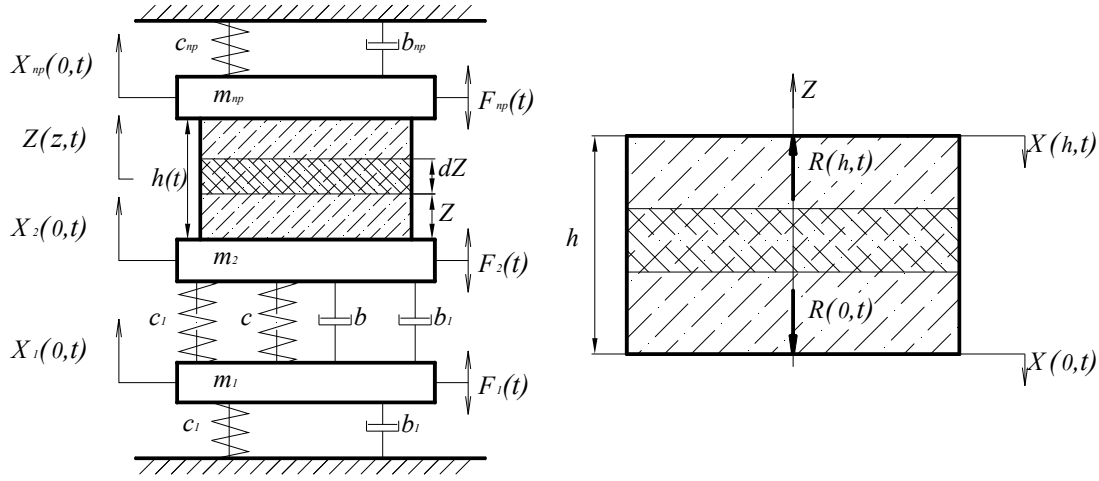


Рис. 1. Розрахункова модель: а) загальна; б) редукована.

Переміщення U визначається добутком двох функцій, одна з яких залежить від аргументу $z(z) = U_1 e^{nk_n z} - U_2 e^{-nk_n z}$, а інша – тільки від аргументу $T_n(t) = e^{in\omega t}$.

У функції (4) U_{1n} й U_{2n} – постійні (для заданих граничних умов); k_n – комплексне хвильове число; $k_n = (\alpha_n + i\beta_n)$, де α_n, β_n – коефіцієнти, отримані підстановкою функції (4) – у хвильове рівняння (1):

$$\alpha_n = \frac{\omega_n}{c_e} \sqrt{\frac{\sqrt{1+\gamma^2}-1}{2(1+\gamma^2)}}; \beta_n = \frac{\omega_n}{c_e} \sqrt{\frac{\sqrt{1+\gamma^2}+1}{2(1+\gamma^2)}}; \quad (5)$$

При виконанні перетворень (5) враховано, що комплексний модуль пружності виражається залежністю:

$$E^* = E(1+i\gamma) \quad (6)$$

При відшуванні залежності (6) була використана рівність:

$$(\alpha_n + i\beta_n)^2 = -n^2 \omega^2 / \left[c_e^2 (1+i\gamma) \right] \quad (7)$$

де c_e , як й у залежності (5), визначає швидкість поширення хвиль в середовищі.

У випадку необмеженого середовища в напрямку z , U_{2n} дорівнює нулю (відсутня відбита хвиля), розв'язок (4) прийме вид:

$$U(z,t) = \sum_{n=-\infty}^{+\infty} U_{1n} e^{k_n z} e^{in\omega t} \quad (8)$$

Неважко побачити, що U_{1n} при $z = 0$ являє собою амплітуду переміщення робочого органа x_0 . Використовуючи залежності (2) й (4), запишемо вираз для напруження σ :

$$\sigma = (E' + iE'') \frac{\partial U}{\partial Z} = (E' + iE'') \sum_{n=-\infty}^{\infty} (\alpha_n + i\beta_n) \left[U_{1n} e^{Z(\alpha_n + i\beta_n)} - e^{-Z(\alpha_n + i\beta_n)} U_{2n} \right] e^{in\omega t}$$

Тепер стає очевидним, що для остаточного відшукування виразу реакції необхідно мати вирази для U_{1n} й U_{2n} . Використовуючи рис. 1, введемо граничні умови:

$$z = 0 \quad U(0, t) = \sum_{n=-\infty}^{+\infty} x_n e^{in\omega t}$$

при

x_n – розкладання в ряд Фур'є функції переміщення робочого органа;

$$z = h \quad \sigma|_{z=h} = 0$$

при

Тоді, прирівнюючи коефіцієнти при однакових гармоніках, отримаємо:

$$U_{1n} + U_{2n} = x_n$$

$$U_{1n} e^{h(\alpha_n + i\beta_n)} - U_{2n} e^{h(\alpha_n + i\beta_n)} = 0$$

звідки

$$U_{1n} = \frac{x_n e^{-h(\alpha_n + i\beta_n)}}{e^{-h(\alpha_n + i\beta_n)} + e^{h(\alpha_n + i\beta_n)}};$$

$$U_{2n} = \frac{x_n e^{h(\alpha_n + i\beta_n)}}{e^{-h(\alpha_n + i\beta_n)} + e^{h(\alpha_n + i\beta_n)}}.$$

Реакція середовища на коливання робочого органа буде такою:

$$R(t, 0) = ES(1 + i\gamma) \frac{\partial u}{\partial Z} \Big|_{z=0} = ES(1 + i\gamma) \left[\sum_{n=-\infty}^{+\infty} (\alpha_n + i\beta_n) (U_{1n} - U_{2n}) e^{in\omega t} \right] =$$

$$= ES \left[\sum_{n=-\infty}^{+\infty} \frac{(U_{2n} - U_{1n}) k^2 n^2}{(\alpha_n + i\beta_n) e^{in\omega t}} \right] = -\frac{m\omega^2}{h} \left[\sum_{n=-\infty}^{+\infty} (U_{1n} - U_{2n}) \frac{n^2 e^{in\omega t}}{(\alpha_n + i\beta_n)} \right]$$

Неважко показати, що

$$U_{1n} - U_{2n} = x_n th[h(\alpha_n + i\beta_n)]$$

Тоді

$$R(0, t) = \frac{m\omega^2}{h} \left[\sum_{n=-\infty}^{+\infty} \frac{x_n th[h(\alpha_n + i\beta_n)]}{(\alpha_n + i\beta_n)} n^2 e^{in\omega t} \right] \quad (9)$$

З відомого співвідношення

$$\frac{th[h(\alpha_n + i\beta_n)]}{h(\alpha_n + i\beta_n)} = a_{1n} + id_{1n}$$

де

$$a_{1n} = \frac{\alpha_n sh 2\alpha_n h + \beta_n \sin 2\beta_n h}{h(\alpha_n^2 + \beta_n^2) \cdot [ch 2\alpha_n h + \cos 2\beta_n h]}; \quad (10)$$

$$d_{1n} = \frac{\alpha_n \sin 2\beta_n h - \beta_n sh 2\alpha_n h}{h(\alpha_n^2 + \beta_n^2) \cdot [ch 2\alpha_n h + \cos 2\beta_n h]}. \quad (11)$$

Вираз (9) з урахуванням (10) і (11) набуде вигляду:

$$R(0,t) = m_c x_1 \omega^2 \sqrt{a_1^2 + d_1^2} \quad (12)$$

тобто порівняно з коливаннями власне вібромашини, яка здійснює коливання з амплітудою x_0 , реакція середовища – це коливання з перенормованою амплітудою

$$R \rightarrow m_c \omega^2 x_1 \sqrt{a_1^2 + d_1^2}$$

Тепер при $n = \pm 1; \pm 2; \dots$; модуль реакції визначатиметься залежністю:

$$|R(0,t)| = \left| \sum_{n=-\infty}^{+\infty} x_n e^{in\omega t} n^2 \omega^2 m_c (a_n + id_n) \right| \quad (13)$$

Кожна спектральна складова коливань вібромашини отримує свій “доважок”:

$$x_n \rightarrow x_n n^2 m_c \omega^3 (a_n + id_n)$$

Таким чином, в загальному вигляді реакція з урахуванням зсуву фаз буде такою:

$$R(0,t) = \sum_{n=-\infty}^{+\infty} x_n m_c \omega^2 n^2 \sqrt{a_n^2 + d_n^2} \cdot e^{i \arctg \frac{d_n}{a_n}} \cdot e^{in\omega t} \quad (14)$$

Як видно з (13) і (14), реакція містить складові, які відрізняються між собою коефіцієнтами a_n , d_n , що за фізичною сутністю визначають ступінь впливу пружно-інерційних (реактивних) і дисипативних (активних) складових сил середовища на рух системи в цілому.

Отже, якщо підібрати параметри машини, які забезпечують її рух, таким чином, що реактивні і активні складові опору машини будуть узгоджені із активними і реактивними складовими середовища, то відкривається можливість для врахування цієї обставини для створення машин нового покоління. Сутність такої перспективи формулюється запропонованими принципами, основні із яких є наступні:

1. *Характеристики і параметри, що відображають машину і середовище, моделюються в рівняннях руху єдиною вібраційною системою, яка володіє своєю динамічною індивідуальністю.* Втілення цього принципу є гарантією руху віброущільнюючих машин у наперед заданому режимі роботи.

2. *Максимальна концентрація енергії робочого органа за рахунок внеску вищих гармонік.* Технологічна ефективність вкладу енергії вищих гармонік реалізується за рахунок цілеспрямованого використання удару і вібрації (рис. 2.), що забезпечується застосуванням додаткових обмежників коливань і відповідним підбором їх жорсткості, вибором раціонального співвідношення часу удару і періоду коливань. Досягненням цього рішення створюються передумови для створення високоефективних машин з мінімальною енергоємністю.

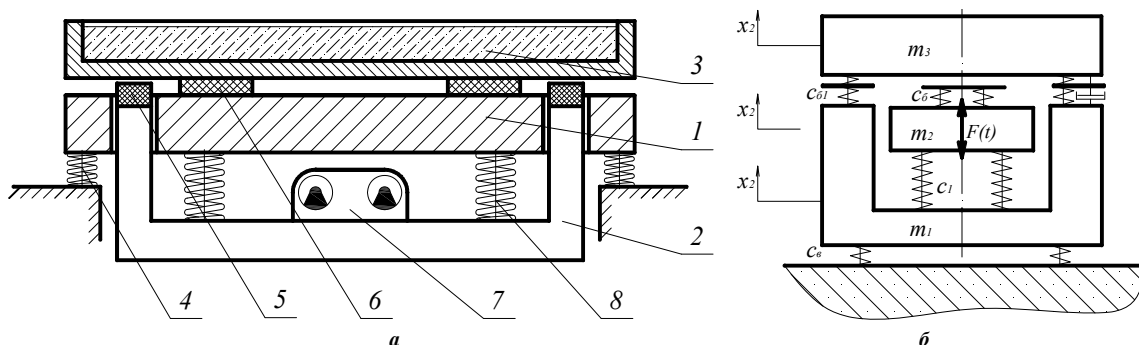


Рис. 2. Віброударний майданчик: а) конструктивна схема; б) розрахункова схема
 1 – рама, 2 – ударник, 3 – форма з сумішшю, що ущільнюється, 4 – віброізолюючі опори, 5 – буфер ударника, 6 – додатковий буфер, 7 – вібробудувач.

3. *Реалізація технологічно доцільної асиметрії прискорень.* Застосуванням цього рішення забезпечується прискорення за рахунок значної асиметрії робочого органа віброударних систем.

4. *Синхронне забезпечення поліфазних, автоколивальних режимів формування.* Реалізуються ці режими в конструкціях вібромашин за рахунок розфазування дебансів або застосуванням динамічних схем з незалежною підвіскою ударника, який здійснює рух під впливом вібробудника.

5. Реалізація динамічного керування рухом систем на основі використання внутрішніх властивостей систем, що забезпечується застосуванням гідравлічного приводу для вібраційних трамбівок (рис. 3).

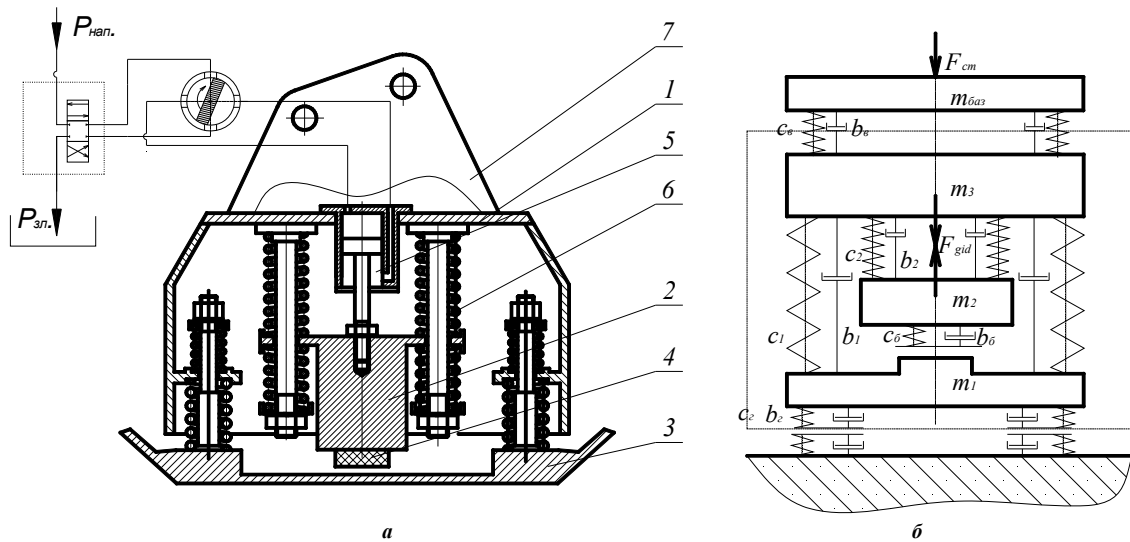


Рис. 3. Гідравлічна віброударна трамбівка: а) конструктивна схема; б) розрахункова схема
1 – корпус, 2 – ударник, 3 – ущільнювача плита, 4 – буфер, 5 – гідравлічний вібробудувач,
6 – пружні елементи, 7 – навісний пристрій

Висновки.

1. Запропонований аналітичний метод визначення впливу оброблюваного середовища на динаміку робочих органів віброущільнюючих машин на основі розгляду напруженого стану середовища в контактній зоні.
2. Сформовані принципи створення вібромашин нового покоління із високоефективними характеристиками робочого процесу.

Список літератури.

1. Назаренко І.І. Прикладні задачі теорії вібраційних систем (2-е видання) / Назаренко І.І. – К.: Видавничий Дім “Слово”. 2010. – 440 с.
2. Назаренко І.І. Вібраційні машини і процеси будівельної індустрії / Назаренко І.І. – К.: КНУБА, 2007. – 203 с.
3. Свідерський А.Т. Вивчення та впровадження сучасних гідравлічних вібраційних систем у виробничий процес – шлях до створення універсальних самоадаптованих високопродуктивних віброущільнювачів // Техніка будівництва, – 2004. – № 13 – С. 66-70.
4. Дедов О.П. Математична модель та визначення параметрів руху вібротрамбовки для ущільнення ґрунтів // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини, – 2006. – Вип.66, – С.41-46