

УДК 534

І. Назаренко

Професор, д-р техн. наук

А. Свідерський

Доцент, канд. техн. наук

М. Ручинський

Доцент, канд. техн. наук

Київський національний університет
будівництва і архітектури,
м. Київ

ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ВІБРОСИСТЕМ З ЦІЛЕСПРЯМОВАНИМ ВИКОРИСТАННЯМ РЕЗОНАНСНОГО РЕЖИМУ РУХУ

І теоретичні, цілісність дослідження адекватно відображає, відповідно до вимог наукової роботи, а також результати дослідження, які отримано в процесі виконання роботи. Це означає, що результати дослідження повинні бути актуальними і відповідати вимогам наукової роботи.

вібросистема, субрезонанс, сеперрезонанс, резонанс, режим роботи, енергія середовища

Вібраційну техніку широко використовують у будівельній індустрії, яка, як правило, працює в гармонійному зарезонансному режимі. Однак зараз висуваються нові вимоги щодо підвищення ефективності та зменшення енергоємності та металоємності. Існуюча техніка не відповідає сучасним вимогам і тому виникає проблема пошуку нових підходів у моделюванні, дослідженні та розробленні конструкцій машин. Одним зі шляхів вирішення проблеми є застосування системного підходу на основі розгляду спільного руху системи «машина — оброблювальне середовище» з цілеспрямованим використанням внутрішніх властивостей підсистем з реалізацією суб-, сеперрезонансних та резонансних режимів роботи.

Методика та результати досліджень. У проведених теоретичних дослідженнях [1, 2], а також у практичній реалізації [1 — 4] була започаткована наукова ідея проблеми: розроблення надійних і ефективних віброушільнювальних машин для різних умов формування бетонних і залізобетонних виробів, що забезпечується встановленням і раціональним використанням закономірностей зміни внутрішніх (пружно-інерційних і дисипативних) властивостей системи «машина — середовище».

У теоретичних дослідженнях розглядалася модель, зображена на рис. 1.

Відповідно до запропонованого методу [1], оброблювальне в процесі коливань середовища враховується в рівняннях руху робочих органів машин за допомогою контактної сили (див. рис. 1,б), названої реакцією середовища. Для пошуку реакції застосовувалося рівняння руху

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

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

Розв'язанням рівняння (1) методом Фур'є при законах зміни змущувальної сили

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

де $\omega = 2\pi/T$; $n = \pm 1, \pm 2, \dots$;

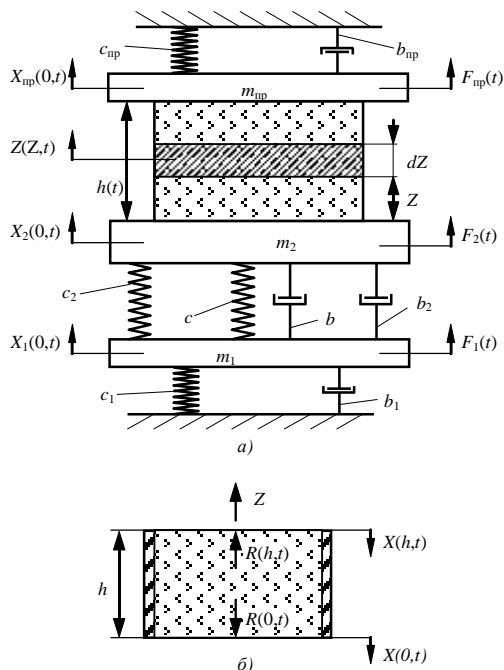


Рис. 1. Розрахункова модель: а — загальна; б — редукована

$$F_n = \frac{1}{T} \int_{-\tau/2}^{\tau/2} F(\tau) e^{in\omega\tau} d\tau;$$

отримана реакція середовища

$$R(0,t) = \sum_{n=-\infty}^{+\infty} X_n \omega_n \omega_0 n^2 \sqrt{a_n^2 + d_n^2} e^{i \arctg \frac{a_n}{d_n}} e^{in\omega t}, \quad (2)$$

де $m\nu$ — маса суміші; a_n, d_n — хвильові коефіцієнти:

$$a_n = \frac{\alpha_n sh 2\alpha_n h + \beta_n sin 2\beta_n h}{h(\alpha_n^2 + \beta_n^2)(ch 2\alpha_n h + cos 2\beta_n h)};$$

$$d_n = \frac{\alpha_n sin 2\beta_n h - \beta_n sh 2\alpha_n h}{h(\alpha_n^2 + \beta_n^2)(ch 2\alpha_n h + cos 2\beta_n h)}.$$

Як випливає з виразу (2), реакція складається з суми квадратів двох членів, які відрізняються між собою коефіцієнтами a_n і d_n , що за фізичною сутністю визначають ступінь впливу пружно-інерційних (реактивних) і дисипативних (активних) складових сил середовища на рух системи в цілому. Отримані теоретичні залежності [2] дали змогу повністю оцінити вплив активних і реактивних сил на рух системи.

Експериментальні дослідження динаміки вібростем виконувалися на установках, які давали можливість реєструвати весь комплекс параметрів, що визначають рух та енергетичні властивості.

У результаті теоретичних і експериментальних досліджень було запропоновано принципово нову конструкцію віброустановки для формування багатопустотних плит [2].

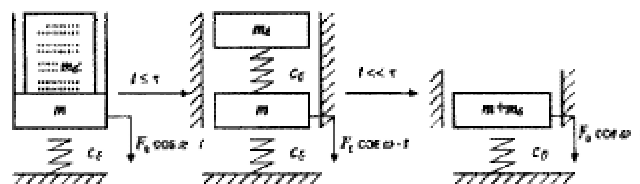


Рис. 2. Розрахункові схеми вібростеми: а — дискретно-континуальна, б — дискретна (двомасова), в — дискретна (одномасова)

Дослідженню руху віброударних систем для ущільнення бетонних сумішей присвячено багато праць, в яких проведено аналіз і синтез механічних віброударних систем. Запропонована нова методика переходу від дискретно-континуальних систем (дискретна — машина, континуальна — середовище) до суто дискретних з урахуванням хвильових явищ у бетонній суміші. Такий підхід дає можливість значно спростити розрахункову схему.

Принцип переходу найбільш реальної схеми до розрахункової (дискретної) подано на рис. 2. Один з головних критеріїв таких систем — енергія удару в періодичному русі, яка і визначає ефективність режиму.

Розглянемо умову існування стійкості режимів руху системи з відривом від пружного обмежувача коливань (рис. 2,в) на межах лінійних ділянок:

$$\frac{\varepsilon^2}{|1-\varepsilon^2|} \frac{\sin \varphi + \sin(\tau_x + \varphi)}{2} \leq q \leq \frac{\varepsilon^2}{1-\varepsilon^2}, \quad (3)$$

де

$$\varepsilon^2 = \frac{c}{m\omega^2}; \quad \varphi = \frac{\pi + \tau_x}{2}; \quad \left(\varphi = \frac{3\pi + \tau_x}{2} \right).$$

У залежностях (3) прийняті такі умовні позначення: c — пружна жорсткість обмежувача; q — відношення ваги вібромашини ($Q=mg$) до амплітуди змушувальної сили F_0 , $q=Q/F_0$; ω — частота змушувальної сили; τ_x — тривалість руху вібромашини у контакті з пружним обмежувачем коливань, $\tau_x = \pi/\varepsilon$; φ — фазовий кут, який у розрахунках приймається таким, що забезпечує додатне значення q у межах $c = \infty (\varepsilon = \infty, \tau_x = 0)$.

Умова (3) дає значення

$$q = 1. \quad (4)$$

З (4) випливає, що верхня і нижня межі областей стійких режимів суміщаються.

Разом з цим, стійкість періодичних режимів при абсолютно жорстких обмежувачах коливань визначається умовою

$$1 \leq q \leq \infty. \quad (5)$$

При порівнянні (4) і (5) випливає, що існування стійких періодичних режимів руху систем з пружними

обмежувачами (за жорсткості $c \rightarrow \infty$) при граничному значенні не переходить в умову стійкості при рухові відповідних систем з ударом об абсолютно жорсткі обмежувачі.

Для ліквідації цієї невідповідності замінимо пружність і дисипацію обмежувачів ударною парою з врахуванням тривалості удару. Такий підхід дає можливість врахувати ударну взаємодію у вібростемі теоремою імпульсів і коефіцієнтом відновлення швидкості удару.

При реалізації ударно-вібраційних режимів руху системи вирази для хвильових коефіцієнтів a і d відрізняються від виразів з врахуванням тривалості процесу: $0 \leq t \leq \tau_1$ (рух поза контактом) вираз домножується на $\tau_1/(\tau_1 + \tau_2)$, а при $\tau_1 \leq t \leq T$ (рух у контакті) — на $\tau_2/(\tau_1 + \tau_2)$, де τ_1, τ_2 — відповідно тривалість руху системи до та після удару.

При врахуванні всієї сукупності окремих спектральних гармонійних складових, коефіцієнти, що характеризують реактивний та активний опір, мають вигляд:

$$m_{EKK} = \frac{SE}{\omega^2} \left\{ \sum_{n=1}^{\infty} \sum_{n'=1}^{\infty} \left(nn' \sqrt{\mu_n^2 + \nu_n^2} \sqrt{\mu_{n'}^2 + \nu_{n'}^2} \times \right. \right. \\ \left. \left. \times NN' \cos(\varphi_n - \varphi_{n'}) \right) \right\}^{\frac{1}{2}}; \quad (6)$$

$$\left\{ \sum_{n=1}^{\infty} \sum_{n'=1}^{\infty} \left(n(n')^2 \sqrt{\mu_n^2 + \nu_n^2} \sqrt{\mu_{n'}^2 + \nu_{n'}^2} \times \right. \right. \\ \left. \left. \times \cos(\varphi_n - \varphi_{n'}) \right) \right\}^{\frac{1}{2}}$$

$$b_{EKK} = \frac{SE}{\omega} \gamma \left\{ \sum_{n=1}^{\infty} \sum_{n'=1}^{\infty} \left(nn' \sqrt{\mu_n^2 + \nu_n^2} \sqrt{\mu_{n'}^2 + \nu_{n'}^2} \times \right. \right. \\ \left. \left. \times NN' \cos(\varphi_n - \varphi_{n'}) \right) \right\}^{\frac{1}{2}}, \quad (7)$$

$$\left\{ \sum_{n=1}^{\infty} \sum_{n'=1}^{\infty} \left(n(n')^2 \sqrt{\mu_n^2 + \nu_n^2} \sqrt{\mu_{n'}^2 + \nu_{n'}^2} \times \right. \right. \\ \left. \left. \times \cos(\varphi_n - \varphi_{n'}) \right) \right\}^{\frac{1}{2}}$$

де S — площа контакту форми з бетонною сумішшю; γ — коефіцієнт втрат у суміші; μ_n, ν_n — амплітуди n -тої гармоніки $x_1(t)$;

$$N = \frac{\alpha_{11} sh(2\alpha_{1n} \cdot h) - \beta_{11} \sin(2\beta_{1n} \cdot h)}{ch(2\alpha_{1n} \cdot h) + \cos(2\beta_{1n} \cdot h)};$$

$$\alpha_{1n} = \frac{n\omega}{c_e \sqrt[4]{1+\gamma^2}} \cos \left[\frac{1}{2} \cdot \arctg(-\gamma) \right];$$

$$\beta_{1n} = \frac{n\omega}{c_e \sqrt[4]{1+\gamma^2}} \sin \left[\frac{1}{2} \cdot \arctg(-\gamma) \right].$$

Вклад кожної гармоніки визначається виразом

$$\frac{\pi |x_n|}{2(x_{\tau_1} + x_{\tau_2})} = \frac{\sin \frac{n\omega\tau_0}{2}}{n}, \quad (8)$$

де x_{τ_1} і x_{τ_2} — амплітуди імпульсу у відповідні інтервали руху; τ_0 — тривалість удару.

Обираючи основну гармоніку поблизу $2\pi/\tau_0$, ми можемо відповідно збільшити амплітуду 3/2 гармоніки,

5/2 гармоніки тощо. У статті наведено аналіз і сформульовані умови забезпечення вкладу вищих гармонік. Встановлено, що на параметри системи особливий вплив має величина τ_0 .

Існують умови формування, при яких вирази для m_{EKB} і b_{EKB} можуть бути істотно спрощені. Параметром, що визначає граничні значення m_{EKK} і b_{EKK} , є відношення висоти стовпа суміші h до довжини хвилі:

$$\text{при } \frac{h}{\lambda} \leq 1; \quad m_{EKB} = m_\delta; \quad b_{EKB} = \frac{m_\delta \omega \gamma}{\sqrt{1+\gamma^2}}; \quad (9)$$

$$\text{при: } \frac{h}{\lambda} \geq 1; \quad m_{EKB} = \frac{\rho c_e S}{2\omega} \sqrt{\frac{\sqrt{1+\gamma^2}-1}{2(1+\gamma)^2}};$$

$$b_{EKB} = \frac{\rho c_e S}{2} \sqrt{\frac{\sqrt{1+\gamma^2}-1}{2(1+\gamma)^2}}, \quad (10)$$

де c_e — швидкість розповсюдження хвиль у бетонній суміші.

Отримані залежності (6) — (10) дають можливість врахувати хвильові процеси в ущільнюваній суміші в дискретних параметрах загальної гібридної динамічної системи «машина — середовище».

У рамках методу реакції отримано вираз для питомої корисної енергії, що передається від робочого органа середовища через контактну поверхню:

$$P_{num} = \frac{R_{cm} \omega_{cp} (1-\alpha)}{\pi^2 S \alpha^2} \cdot \cos^2 \left\{ \frac{\pi}{2(1-\alpha)} \right\}, \quad (11)$$

де R_{cm} — амплітуда реакції у момент стиснення контактної сфери суміші; α — коефіцієнт асиметрії, характеризує співвідношення тривалості навантаження t_{cm} до тривалості розвантаження t_p шару суміші.

Дослідженням (11) на екстремум визначено, що максимальна передача енергії при заданому законі зміни сили

$$R(t) = -R_{cm} \sin \left\{ \frac{\pi t}{t_{cm} (1-\alpha)} \right\} \text{ можлива при } \alpha = 0,374.$$

Вираз (11), що залишається за фізичною сутністю мірою енергії, визначається, за інших однакових умов, множенням пришвидшення контактної зони на тривалість навантаження.

Для дослідження інтенсивності динамічного впливу у статті використано метод динамічної петлі гістерезису. Отримані вирази для площ петлі гістерезису ΔW з різноманітними законами навантаження. При несиметричному законі в стаціонарному режимі роботи

$$\Delta W = \frac{\sigma_{сж}^2 \gamma \pi}{2E_0 (1+\gamma^2)} \left[1 + \frac{1-K_\tau}{K_\tau} \right], \quad (12)$$

де $K_\tau = \tau/T$ — відношення тривалості удару до тривалості процесу (скважність).

З (12) випливає, що площі на стискання і розтискання різні за своєю величиною і залежать від скажності. Тут,

як і у формулі (11), визначальним параметром є пришвидшення контактної зони. Залежності (11), (12) виведено для стаціонарного (усталеного) режиму руху, тобто енергія ΔW , що йде на ущільнення одиниці об'єму суміші v , є величиною сталою.

Для оцінювання енергії, потрібної для ущільнення суміші від початкового значення щільності до заданої за технологією, вираз (12) подамо у вигляді

$$E_n = \frac{t_n}{T} \Delta W_0 v \frac{K_S - 1}{K_S \ln K_S}, \quad (13)$$

де t_n — тривалість технологічного процесу; ΔW_0 — площа петлі гістерезису в початковий момент ущільнення суміші; K_S — коефіцієнт, що характеризує зміни площі петлі гістерезису в процесі коливань.

На основі формул (12) і (13) отримані вирази для питомої потужності і коефіцієнта корисної дії, що має найбільше значення при $K_t = 1/\sqrt{2}$. Виведено узагальнювальний критерій оцінювання ефективності вібровпливу, який, поряд з контактним напруженням σ та швидкістю деформації v , враховує крутизну профілю хвилі навантаження:

$$\frac{\sigma_{сж} v_{\varepsilon_1} \Gamma\left(\frac{n_1+1}{2}\right)}{\Gamma\left(\frac{n_1}{2}+1\right)} = \frac{\sigma_{сж} v_{\varepsilon_2} \Gamma\left(\frac{n_2+1}{2}\right)}{\Gamma\left(\frac{n_2}{2}+1\right)}, \quad (14)$$

де $\Gamma(x)$ — гамма-функція X ; v_{ε_1} — швидкість деформації; n — коефіцієнт, що характеризує крутизну фронту.

Та система буде ефективнішою, в якій показник (14) буде вищим.

Одним з параметрів, що істотно впливає на величини параметрів (11) — (14), є частота коливань, раціональна величина якої визначається розв'язанням трансцендентних рівнянь. Для розглянутої схеми

$$\operatorname{tg}\left(\frac{\omega h}{c_\varepsilon}\right) = \frac{m_\delta c_\varepsilon (c_0 - m\omega^2 + m_{np}\omega^2)}{\omega h \left[m_{np} \left(c_0 - m\omega^2 - \frac{m_\delta^2 c_\varepsilon^2}{h^2} \right) \right]}, \quad (15)$$

а при розрахунковій схемі дисперсійне відношення (15) матиме вигляд

$$\operatorname{tg}\left(\frac{\omega h}{c'_\varepsilon}\right) = \frac{m_2}{m_\delta} \cdot \frac{\omega h}{c_\varepsilon} - \frac{hc_2}{m_\delta c_\varepsilon \omega}. \quad (16)$$

Розв'язанням (15) і (16) знайдено спектр раціональних частот:

$$\frac{\omega_0^*}{2} + \frac{3\pi c}{4h} \leq \omega_{yц} \leq \frac{5\pi c}{4h_\varepsilon}. \quad (17)$$

Було оцінено ефективність вібровпливу зі змінними режимами ущільнення при забезпеченні сталого пришвидшення $a = x_0 \omega^2$ і сталої питомої потужності

$P_{num} = x_0^2 \omega^3 = const$. При цьому виникло завдання спектрального аналізу: з відомої амплітудно-частотної характеристики вібросистем знайти її амплітуду коливань. Амплітудно-частотна характеристика визначається виходячи з умов завдання:

$$x_0 = \frac{a}{\omega^2}, \quad (18)$$

$$x_0 = \frac{\sqrt{P_{num}}}{\frac{3}{\omega^2}}. \quad (19)$$

Форма сигналу (19) досліджувалась з врахуванням хвильових процесів у бетонній суміші. Результати розрахунків за (19) порівнювались з даними, отриманими із залежності (18).

Зміну амплітудно-частотного спектру визначали вихідною функцією

$$f(t) = \frac{\sqrt{2P_{num}}}{\pi} \int_{\omega_n}^{\omega_\varepsilon} \frac{\cos \omega t}{\omega \sqrt{b_0 + m_\sigma \omega d_1}} d\omega. \quad (20)$$

Характерним є те, що в (20) увійшли основні характеристики процесу: питома потужність P_{num} , коефіцієнт опору машини b , маса бетонної суміші m_σ та хвильовий коефіцієнт d , що враховує акустичні властивості й геометричні розміри стовпа ущільнюваного середовища. Вони визначають форму імпульсу, який слід подавати від робочого органа в інтервалі частот від ω_n до ω_ε . Числові значення частот приймали рівними $65,8 \text{ с}^{-1}$ та 314 с^{-1} відповідно.

Розрахунки для низки значень $h=0.1$ — 0.5 м та зміни основної частоти в межах 157 — 314 с^{-1} показали, що у відносних одиницях режим однаковий для умов (18), а за умови (19) амплітуда спектру змінюється в межах від $4,4 \cdot 10^{-3}$ до $2,1 \cdot 10^{-2}$. Була визначена область зміни числових значень нижнього та верхнього пришвидшень. Розрахунки показали, що відношення $a_\varepsilon/a_n=3\dots 6$ забезпечують ефективну передачу енергії від робочого органа до середовища.

Таким чином, розроблений метод реакції дав змогу не тільки звести рівняння гібридної системи до зручного для аналізу вигляду, але й надав можливість отримати інженерні формули (11) — (14) для енергетичного оцінювання ефективності вібровпливу за різним законом руху робочих органів вібромашин.

У результаті досліджень були запропоновані конструкції, що реалізують складний полічастотний та поліфазний режими руху, що дає можливість передавати енергію до бетонної суміші не тільки на основній, а й на більш високих частотних гармоніках.

Висновки. 1. Розроблена теорія робочого процесу взаємодії робочих органів вібромашин і оброблюваних середовищ (бетонних сумішей і ґрунтів) дала можливість встановити закономірності зміни основних параметрів і сформулювати основні принципи створення машин нового покоління.

2. Запропонований аналітичний метод визначення впливу оброблюваного середовища на динаміку робочих

органів віброушільнювальних машин на основі розгляду напруженого стану середовища в контактній зоні.

3. Виявлені зони ефективної дії параметрів і характеристик системи «машина — середовище» для забезпечення високої якості процесу ущільнення, в основу якого покладена ідея цілеспрямованого використання пружних характеристик загальної вібросистеми, що за всіх інших однакових умов дає ще і зменшення енергетичних витрат для деяких машин до 50 %.

4. Запропоновані принципи створення вібромашин об'ємного формування з високоефективними показниками енергоємності та матеріалоемності.

Література

1. Назаренко И.И. Прикладные задачи теории вибрационных систем. — К.: І.С.Д.О, 1993. — 216 с.

2. Назаренко І.І. Вібраційні машини і процеси будівельної індустрії. — К.: КНУБА, 2007. — 203 с.

3. Свідерський А.Т. Вивчення та впровадження сучасних гідравлічних вібраційних систем у виробничий процес — шлях до створення універсальних само адаптованих високопродуктивних віброушільнювачів // Техніка будівництва. — 2004. — № 13. — С. 66—70.

4. Ручинський М.М. Високоефективна машина для формування фундаментних блоків // Техніка будівництва. 2004. — №13. — С. 63 —65.

Отримана 23.05.09

I. Nazarenko, A. Svidersky, M. Ruchynsky

Theoretical bases of the vibrosystems are with the purposeful use of resonance mode of motion

Kyiv national university of building and architecture

It is retimed in the article, that due to the deposit of ultraharmonics, the enough correct account of forces on the basis of the specified models and tuning of work of the vibrosystem with the purposeful use of general energy of machine and environment is opened new possibilities for creation of vibromachines of new generation.

2í ôî òì àö³ÿ

NONLINEAR NORMAL MODES, DIMENSION REDUCTION AND LOCALIZATION IN VIBRATING SYSTEMS

27 September 2009 - 2 October 2009
Frascati (Rome), Italy

Information:

The Colloquium aims at presenting the latest developments in the areas of Nonlinear Normal Modes, Dimension Reduction and Localization, and their applications in vibrating systems. Nonlinear Normal Modes (NNMs) is a classical topic which is presently given a more modern interpretation mostly as regards their formulation for continuous or discontinuous systems, strongly nonlinear regimes, and discretized structures, as well as their use in various applications. They are also of major interest in the framework of Dimension Reduction of dynamical systems, an area where various methods are being formulated and compared with each other, along with the reduced order models – developed for different purposes/systems – based on just nonlinear (vs linear) normal modes or proper orthogonal modes or multi-modes ensuing from nonlinear finite element analyses. In turn, Localization is one major topic (to be possibly addressed via NNMs) in wave propagation and targeted energy transfer. In this context, there is special interest towards analyzing possible occurrence in mechanics of such dynamic phenomena as the discrete breathers highlighted in applied mathematics and physics, where they are paradigmatic solutions in periodic lattices. Cross-fertilization among such companion areas could allow to exploit results useful to describe analogous phenomena likely to occur in engineered materials and devices, with nontrivial effects in terms of efficient/robust energy focusing/transfer, and material/system design.

Contact: *Prof. Giuseppe Rega*

Dipartimento di Ingegneria Strutturale e Geotecnica

Universita' di Roma La Sapienza

Via A. Gramsci 53

00197 Roma, Italy

Ph: +39-06-49919195; Fax: +39-06-49919192 or +39-06-3221449

e-mail: Giuseppe.Reg@uniroma1.it