

УДК 666.97

*І.І. Назаренко, д-р техн. наук, професор КНУБА,
М.М. Ручинський, канд. техн. наук, доцент КНУБА,
В.В. Стройков, чл.-кор. АБ України*

РУХ І СТІЙКІСТЬ ВІБРОУДАРНИХ ФОРМУВАЛЬНИХ МАШИН БУДІНДУСТРІЇ

Віброударні машини широко використовуються у будівельній галузі для ущільнення бетонних сумішей і ґрунту. Пояснюється це тим, що під час реалізації удару у середовищі виникають великі стискальні напруження (за рахунок великих прискорень), які спричиняють виникнення деформацій і, як наслідок, збільшення щільності суміші.

Дослідженню руху віброударних систем присвячено багато робіт [1, 2, 3, 4 та інші], що являють собою аналіз і синтез механічних віброударних систем. Щодо робіт, присвячених дослідженню віброударних машин для ущільнення бетонних сумішей, можна відмітити [7, 8, 9, 10, 11, 12 і інші]. В цих роботах визначаються параметри руху подібних систем, виходячи із тих чи інших припущень. Найбільш загальними є припущення щодо моделі системи "вібромашина - оброблювальне середовище", яка представляється дискретною. В роботах [10, 11] зроблено уточнення моделі, де запропоновано методику 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) приведено в роботі [10] (рис. 1).

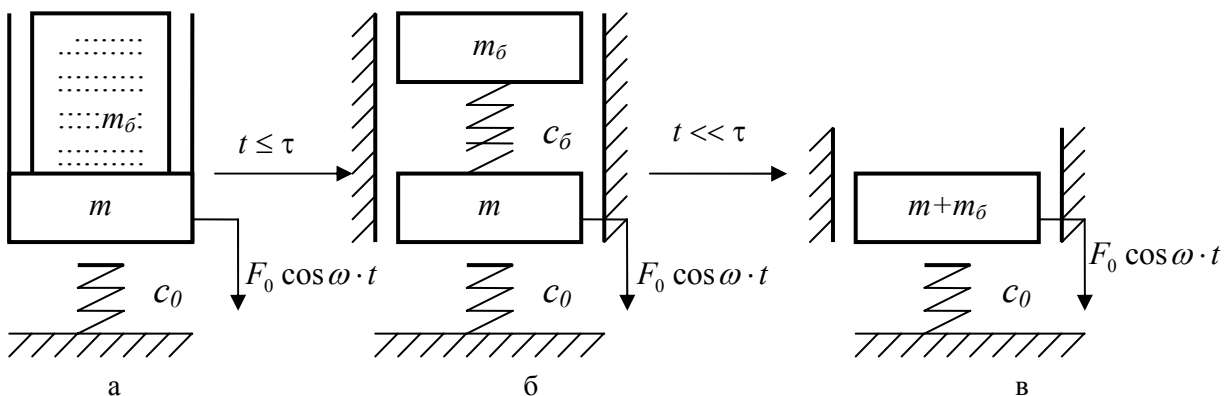


Рис.1. Розрахункові схеми вібросистеми:

а – дискретно – континуальна, б – дискретна (двомасова), в - дискретна (одномасова)

Одним із основних критеріїв таких систем – енергія удару в періодичному русі, яка і визначає ефективність режиму.

Відомі методи аналізу динаміки віброударних систем [1, 2, 8] не враховують ударної взаємодії в системі і, як результат, не дозволяють достеменно точно визначати оптимальні параметри системи і збудження по швидкості ударів по обмежнику коливань. Слід відмітити ту важливу обставину, що наближені методи не дають можливість врахувати ту особливість кусочно-лінійних систем (до яких відносяться віброударні машини), відповідно до якої сталий режим їх руху є результатом накладання вимушених і власних коливань, які виникають після кожного співудару мас вібросистеми через пружний обмежник коливань. Наближені методи аналізу динаміки кусочно-лінійних систем не враховують також і кратність між кількістю співударів і періодом змушуючої сили.

Розглянемо умову існування стійкості режимів руху системи з відривом від пружного обмежника коливань (рис. 1, в) на межах лінійних ділянок у відповідності до роботи [4]:

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

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

В залежностях (1) прийняті умовні позначення:

c – пружна жорсткість обмежника; q – відношення ваги вібронашини ($Q=mg$) до

амплітуди змушуючої сили F_0 : $q = \frac{Q}{F_0}$; ω – частота змушуючої сили; τ_x - тривалість руху

вібронашини у контакті з пружним обмежником коливань: $\tau_x = \frac{\pi}{\varepsilon}$; φ - фазовий кут, який

в розрахунках приймається таким, що забезпечує додатне значення q на границях $c = \infty (\varepsilon = \infty, \tau_x = 0)$, умова (1) дає значення:

$$q = 1 \quad (2)$$

Із (2) випливає, що верхня і нижня межі областей стійких режимів суміщаються.

Разом з тим, за даними роботи [7] стійкість періодичних режимів при абсолютно жорстких обмежниках коливань визначається співвідношенням

$$1 \leq q \leq \infty \quad (3)$$

При порівнянні співвідношень (2) і (3) випливає, що існування стійких періодичних режимів руху систем з пружними обмежниками (при жорсткості $c \rightarrow \infty$) при граничному значенні не переходить в умову стійкості при рухові відповідних систем із співударом об абсолютно жорсткі обмежники. Для ліквідації цього неспівпадання врахування ударної взаємодії є заміна пружності і дисипації обмежників ударною парою з урахуванням тривалості співудару. Такий підхід дозволяє врахувати ударну взаємодію в вібронашині теоремою імпульсів і коефіцієнтом відновлення швидкості удару.

Рух маси m при відсутності контакту описується рівнянням

$$m\ddot{y} = F_0 \cos(\omega t + \varphi) + Q.$$

Запишемо його в безрозмірних параметрах, враховуючи, що

$$\tau = \omega \cdot t, y = \frac{q\omega^2}{g}. \quad (4)$$

Отримаємо

$$\ddot{y} = \cos(\tau + \varphi) + q. \quad (5)$$

Якщо прийняти, що удар здійснюється в момент $\tau = 0$ і триває час до моменту $\tau = \tau_x$, то умова на початку і в кінці руху вібронашини при відриві від обмежника будуть такими:

$$\text{при } \tau = \tau_x, y = 0, \dot{y} = -R\dot{y}_0; \quad (6)$$

$$\text{при } \tau = 2\pi \cdot i, y = 0, \dot{y} = \dot{y}_0, i = 1, 2, 3, \dots$$

де R – коефіцієнт відновлення швидкості удару \dot{y}_0 .

Використовуючи (4) і (5), отримаємо закономірність руху вібронашини у відриві від обмежника коливань:

$$\begin{aligned} y &= a \sin \varphi + b \cos \varphi + cP_0, \\ \dot{y} &= \dot{a} \sin \varphi + \dot{b} \cos \varphi + \dot{c}P_0. \end{aligned} \quad (7)$$

де a, b, c – прийняті змінні:



$$\begin{aligned}
 a &= \frac{(\tau - 2\pi \cdot i) \sin \tau_x}{2\pi \cdot i - \tau_x} + \sin \tau; \\
 b &= \frac{(\tau - 2\pi \cdot i)(1 - \cos \tau_x)}{2\pi \cdot i - \tau_x} - \cos \tau + 1; \\
 c &= \frac{(2\pi \cdot i - \tau)(\tau_x - \tau)}{2},
 \end{aligned} \tag{8}$$

a, b, c з крапками – похідні змінних по z

Значення $\sin \varphi, \cos \varphi$ і \dot{y}_0 визначаються залежностями

$$\sin \varphi = -\frac{\eta_1 q + \varepsilon_1 \dot{y}_0}{\lambda}; \quad \cos \varphi = \frac{\eta_2 q + \varepsilon_2 \dot{y}_0}{\lambda}; \tag{9}$$

$$\dot{y} = \left[f_1 q \pm \sqrt{\lambda^2 (\varepsilon_1^2 + \varepsilon_2^2) - f_2^2 q^2} \right] (\varepsilon_1^2 + \varepsilon_2^2)^{-1}; \tag{10}$$

де

$$f_1 = \frac{1+R}{2(2\pi \cdot i - \tau_x)} (1 + \cos \tau_x) \left(2\pi \cdot i - \tau_x + 2tg \frac{\tau_x}{2} \right);$$

$$f_2 = \frac{1-R}{2} \left(2\pi \cdot i - \tau_x + 2tg \frac{\tau_x}{2} \right) \sin \tau_x;$$

$$\eta_1 = \frac{\tau_x - 2\pi \cdot i}{2} \sin \tau_x - 1 + \cos \tau_x;$$

$$\eta_2 = \frac{\tau_x - 2\pi \cdot i}{2} (1 + \cos \tau_x) - \sin \tau;$$

$$\varepsilon_1 = \sin \tau_x + \frac{(1+R)(1 - \cos \tau_x)}{2\pi \cdot i - \tau_x};$$

$$\varepsilon_2 = R + \cos \tau_x + \frac{(1+R)\sin \tau_x}{2\pi \cdot i - \tau_x};$$

$$\lambda = 2 \frac{\cos \tau_x - 1}{2\pi \cdot i - \tau_x} - \sin \tau_x.$$

Якщо на практиці частота коливань і пружні характеристики, як правило, є постійними величинами, то в якості змінних може бути співвідношення $\frac{mg}{F_0}$ за рахунок зміни статичного моменту або зміною зазору в ударних парах [10].

Визначення параметра q , при якому забезпечується максимальна швидкість удару і, як наслідок, висока технологічна ефективність [10] знаходиться із рівняння

$$\frac{\partial \dot{y}_0}{\partial q} = 0.$$

Використавши (10), отримуємо

$$P_{\text{онт}} = \frac{1+R}{1-R} \cdot \frac{\sqrt{2(1 + \cos \tau)}}{(2\pi \cdot i - \tau_x)^2} \left(2\pi \cdot i - \tau_x + 2tg \frac{\tau_x}{2} \right). \tag{11}$$

Підставивши це значення q у залежність (10), отримуємо максимальне значення швидкості удару

$$\dot{y}_{\text{онт}} = q_{\text{онт}} \frac{2\pi \cdot i - \tau_x}{1+R}. \tag{12}$$

Розглянемо тепер рух вібромашини в інтервалі $0 \leq \tau \leq \tau_x$. В безрозмірних змінних будемо мати

$$\ddot{y}_1 + 2n\dot{y}_1 + \varepsilon^2 y_1 = \cos(\tau + \varphi) + mg \tag{13}$$

де n' - коефіцієнт дисипації; $\varepsilon^2 = \frac{c_0}{m\omega^2}$; $2n = \frac{n'}{m\omega}$.

Так як рух є періодичним, то

$$y_1(0) = y(2\pi \cdot i) = 0; \quad \dot{y}_1(0) = \dot{y}(2\pi \cdot i) = \dot{y}_0. \quad (14)$$

На основі (13) і (14) отримуємо закономірності руху вібромашини в контакті з обмежником ($0 \leq \tau \leq \tau_x$)

$$\begin{aligned} y_1 &= \dot{y}_0 a_1 + b_1 \sin \varphi + c_1 \cos \varphi + d_1 q, \\ \dot{y}_1 &= \dot{y}_0 \dot{a}_1 + \dot{b}_1 \sin \varphi + \dot{c}_1 \cos \varphi + \dot{d}_1 q. \end{aligned} \quad (15)$$

В (15) як і в (7) крапки над a_1, b_1, c_1, d_1 є похідними по τ , а саме

$$\begin{aligned} a_1 &= e^{-n\tau} \varepsilon_1^{-1} \sin \varepsilon_1 \tau; d_1 = (1 - \dot{a}_1 - n a_1) \varepsilon^{-2}; \\ b_1 &= [(a_1 - \sin \tau) \cos \psi + (\cos \tau - d_1 - n a_1) \sin \psi] \left[(1 - \varepsilon^2)^2 + 4n^2 \right]^{\frac{1}{2}}; \\ c_1 &= [(\cos \tau - d_1 - n d_1) \cos \psi - (a_1 - \sin \tau) \sin \psi] \left[(\varepsilon^2 - 1)^2 + 4n^2 \right]^{\frac{1}{2}}; \\ \varepsilon_1 &= \sqrt{\varepsilon^2 - n^2}; \operatorname{tg} \psi = \frac{2n}{\varepsilon^2 - 1}. \end{aligned} \quad (16)$$

Для моменту τ_x відриву вібромашини від обмежника коливань отримаємо

$$y_1(\tau_x) = y(\tau_x) = 0; \quad \dot{y}_1(\tau_x) = \dot{y}(\tau_x) = -R \dot{y}_0 \quad (17)$$

Підстановкою у рівняння (15) умов (17), а також значення $\sin \varphi$ і $\cos \varphi$ через $q_{\text{онм}}$ і $\dot{y}_{0\text{max}}$ у відповідності до формул (11) і (12) отримаємо залежності для визначення R і τ_x :

$$R = \frac{\delta \left(\dot{c}_1 + \dot{b}_1 \operatorname{ctg} \frac{\tau_x}{2} \right) + 2\lambda_1 (\dot{d}_1 + \delta \dot{a}_1)}{\delta \left(\dot{c}_1 + \dot{b}_1 \operatorname{ctg} \frac{\tau_x}{2} \right) - 2\lambda_1 (\delta + \dot{d}_1)}, \quad (18)$$

$$2\lambda_1 [\dot{d}_1 (d_1 - 1) - a_1 (\delta + \dot{d}_1)] + \left(c_1 + b_1 \operatorname{ctg} \frac{\tau_x}{2} \right) [2\dot{d}_1 + \delta (1 + d_1)] - \left(\dot{c}_1 + \dot{b}_1 \operatorname{ctg} \frac{\tau_x}{2} \right) (2d_1 + \delta a_1) = 0,$$

де $\lambda_1 = \frac{2}{\delta} + \operatorname{ctg} \frac{\tau_x}{2}$; $\delta = 2\pi \cdot i - \tau_x$.

Тут під $a_1, b_1, c_1, d_1, \dot{a}_1, \dots$ розуміються значення цих величин при $\tau = \tau_x$.

У відповідності до роботи [1]

$$\tau_x = \frac{\pi}{\sqrt{\varepsilon^2 - n^2}}; \quad R = e^{-n\tau_x}. \quad (19)$$

Ці співвідношення для нашої системи (див. рис. 1) справедливі при $F_0 = 0$.

Як впливає з рис. 2, що побудований на основі формул (18) для різних значень n (суцільні лінії) і по формулам (19) (пунктирні лінії), при $\frac{\varepsilon}{n} \rightarrow \infty$ $\gamma \rightarrow 0$, $R \rightarrow 1$ і $\tau_x \rightarrow 0$.

Штрихпунктирна крива, яка проведена через точки перетину кривих $R = f\left(\frac{\varepsilon}{n}\right)$ і $\gamma = f\left(\frac{\varepsilon}{n}\right)$ обмежує значення $\left(\frac{\varepsilon}{n}\right)$, при яких можлива заміна пружності і дисипації ударною парою.

Із збільшенням відношення $\left(\frac{\varepsilon}{n}\right)$ значення R і τ_x розраховані по залежностям (18) і (19)

відповідно сходяться і при визначених значеннях $\left(\frac{\varepsilon}{n}\right)$ стають однакові. Це

обумовлюється тим, що по мірі зростання відношення $\left(\frac{\varepsilon}{n}\right)$ збільшується нелінійність

системи. При цьому завдяки зменшенню τ_x змушуючи сила вібромашини $F_0 \rightarrow \text{const}$.

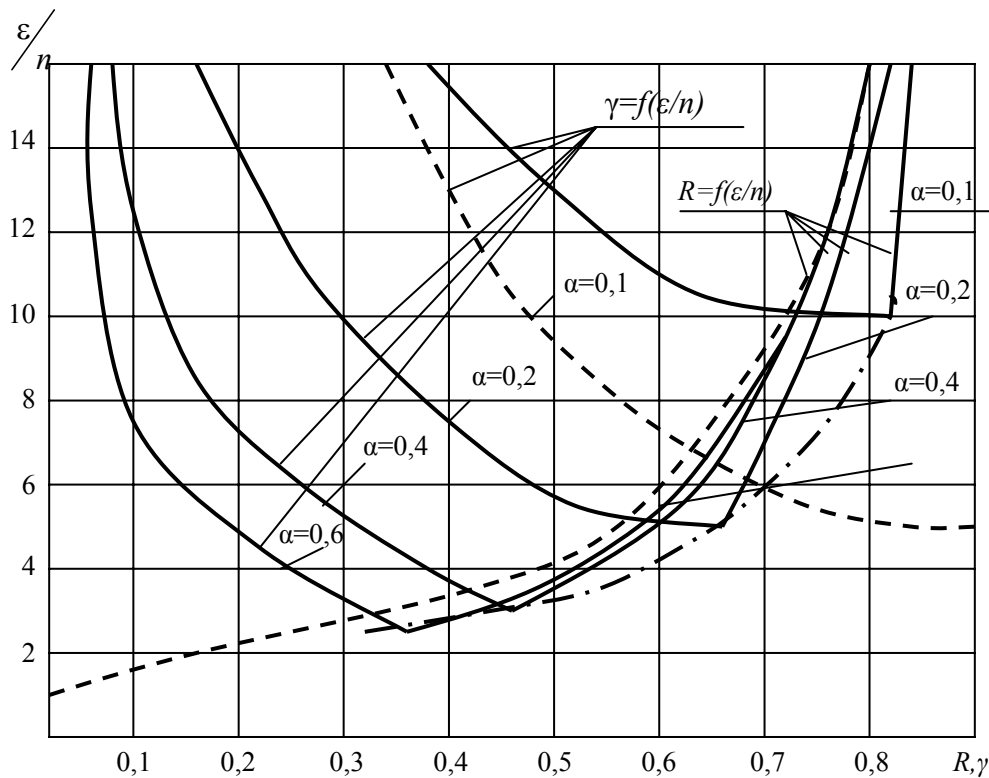


Рис.2. Діаграма залежностей коефіцієнта відновлення швидкості від співвідношення $\frac{\varepsilon}{n}$

Разом з тим, за рахунок збільшення не лінійності зменшується вплив змушуючої сили і ваги на процес співударяння і посилюється вплив ударного імпульсу. Цікаво відмітити, для тих умов формули (18) і (19) дають дуже близькі результати.

Визначимо тепер умову існування і стійкості періодичних режимів, обумовлених залежностями (10). Область дійсних значень y_0 обмежується співвідношенням

$$q \leq \frac{\lambda \sqrt{\varepsilon_1^2 + \varepsilon_2^2}}{f_1} \quad (20)$$

Для реального виникнення періодичних режимів необхідно забезпечити визначені обмеження параметрів системи і збурення, визначеними умовами стійкості цих режимів. Для системи (рис.1, в) межа областей стійкості періодичних режимів визначається рівнянням:

$$\pm \dot{y}_0 (1 \pm R)^2 + (2\pi \cdot i - \tau_x) [q(1+R) + \cos(\tau_x + \varphi) + R \cos \varphi] = 0 \quad (21)$$

Тут верхні знаки перед \dot{y}_0 і R відповідають нижній, а нижні знаки – верхній межі. Виключивши із (21) \dot{y}_0 і φ , за допомогою залежностей (9) і (10) отримаємо границі областей стійкості режимів на площині параметрів q і $R(\tau_x)$

Карта стійкості приведена для двох значень коефіцієнта опору $n = 0,2$ і $n = 0,4$. Із карти стійкості слідує, що із збільшенням дисипації область стійких режимів руху системи зменшується при $R \rightarrow 0$. При $R = 1$ (абсолютно пружна система співудару) границі стійких режимів, що визначаються рівнянням (21), співпадають з границями, які визначаються співвідношенням (3).

Аналіз отриманих результатів показує на існування декількох зон стійкості, що важливо для визначення параметрів віброударної системи, які, як відомо, зводяться до двох основних [9]:

$$\varepsilon = \sqrt{\frac{c}{m\omega^2}} \quad \text{і} \quad q = \frac{mg}{F_0} \quad (22)$$

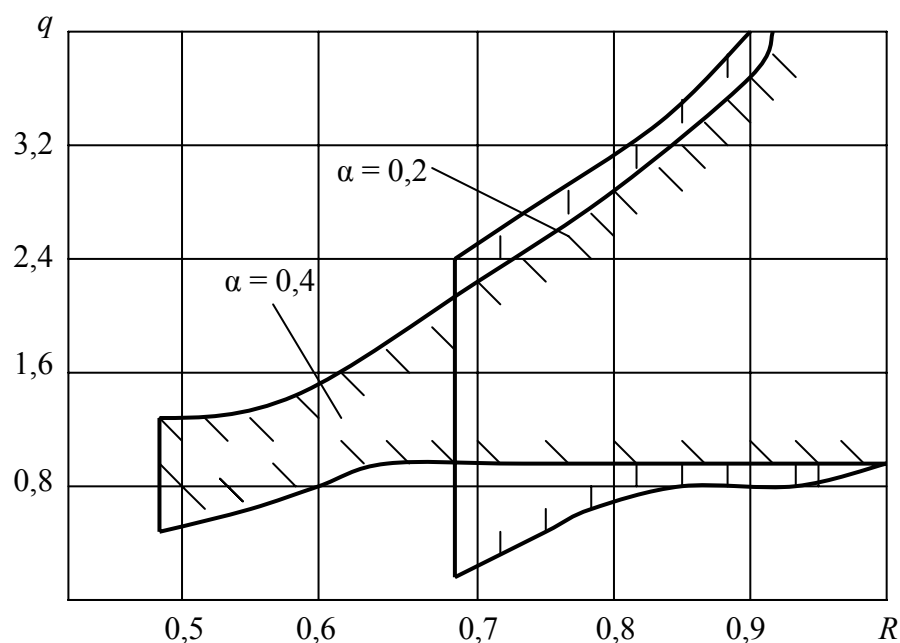


Рис.3. Карта стійкості вібросистеми

В роботі [9] значення ε і q рекомендується вибирати в межах $0,8 << q \leq 1,4$, а $1,6 < \varepsilon < 2$, в той же час параметр ε може приймати значення $4 > \varepsilon > 2$ (див. рис.3), що є також зоною стійкого режиму коливань [10]. Тому цю обставину слід враховувати при розрахунках параметрів машин.

Література

1. Кобринский Е., Кобринский А.А. Виброударные системы. – М.: Наука, 1973. - 592с.
2. Пановко Я.Г. Основы прикладной теории колебаний и удара. – М.: Машиностроение, 1976. - 320с.
3. Бидерман В.Л. Прикладная теория механических колебаний. – М.: Высшая школа, 1972. - 416с.
4. Рагульскене В.Л. Виброударные системы. – Вильнюс: Минтис, 1974. - 320с.
5. Тимошенко С.П., Д.У.Янг, У. Унвер. Колебания в инженерном деле. – М.: Машиностроение, 1991. - 369с.
6. Закржевский М.В. Колебания существенно-нелинейных механических систем. – Рига: Зинатне, 1980. - 190с.
7. Гусев Б.В., Деминов А.Д., Крюков Б.И. и др. Ударно-вибрационная технология уплотнения бетонных смесей. – М.: Стройиздат, 1982. - 152с.
8. Осмаков С.А., Брауде Ф.Г. Вибрационные формовочные машины. – Л.: Стройиздат, 1976. - 128 с.
9. Савинов О.А., Лавринович Е.Б. Вибрационная техника уплотнения и формирования бетонных смесей. – Л.: Стройиздат, 1986. - 280с.
10. Назаренко И.И. Прикладные задачи теории вибрационных систем. – К.: ИСИО, 1993. - 216 с.
11. Ручинський М.М. Методи дослідження і розрахунку параметрів віброустановки для формування фундаментних блоків//Зб. Гірничі, будівельні та меліоративні машини. - 1999. - №54. - С.83-86.
12. Стройков В.В. Методические рекомендации по выбору режимов формирования и расчёту оптимальных параметров виброударных площадок. – К.: НИИСП, 1975. - 40с.