

**ДОСЛІДЖЕННЯ ЕНЕРГЕТИКИ ВІБРАЦІЙНОЇ СИСТЕМИ  
«МАШИНА– СЕРЕДОВИЩЕ» В РІЗНИХ РЕЖИМАХ УЩІЛЬНЕННЯ  
БУДІВЕЛЬНОЇ СУМІШІ**

**RESEARCH OF THE ENERGY OF THE "MACHINE-ENVIRONMENT"  
VIBRATION SYSTEM IN DIFFERENT MODES OF COMPACTION OF  
THE CONSTRUCTION MIXTURE**

**Іван Назарено, Андрей Запривода Володимир Слюсар** (Київський національний університет будівництва і архітектури, Київ, Україна)

**Ivan Nazareno, Andrey Zapryvoda, Volodymyr Slyusar** (Kyiv National University of Construction and Architecture, Kyiv, Ukraine)

**В роботі приведено результати дослідження процесу витрат енергії за дискретною та континуальною моделлю вібраційного ущільнення будівельної суміші. динаміки вібраційної установки. Досліджена динаміка руху вібраційної системи «машина – середовище» та визначено параметри коливань із урахуванням сил опору.**

**Отримані аналітичні залежності для визначення амплітуди коливань та енергії на коливання машини і ущільнюючої будівельної суміші. Виявлені зони висот стовпа суміші, вібраційна система «машина – середовище» працює в наближеному резонансному режимі. Помітний вплив на амплітуду надає швидкість поширення коливань, яка входить у аналітичні формули визначення числових значень коефіцієнтів, що враховують реактивні та активні складові опору.**

**The paper presents the results of the study of the process of energy consumption according to the discrete and continuous model of vibrational compaction of the construction mixture. the dynamics of the vibration installation. The dynamics of the movement of the vibration system "machine - environment" were studied and the parameters of oscillations were determined taking into account the resistance forces.**

**Obtained analytical dependences for determining the amplitude of oscillations and energy for oscillations of the machine and compacting construction mixture. The height zones of the column of the mixture are detected, the vibration system "machine - medium" works in an approximate resonance mode. A noticeable effect on the amplitude is given by the rate of propagation of oscillations, which is included in the analytical formulas for determining the numerical values of the coefficients that take into account the reactive and active components of the resistance.**

**Ключові слова:** вібраційна система, гармонійний рух, віброударний рух, суміш, реактивні та активні складові опору. енергія. параметри коливань, амплітуда, частота.

vibration system, harmonic motion, vibration-shock motion, mixture, reactive and active resistance components. energy. vibration parameters, amplitude, frequency.

**1. Вступ.** Застосуванню та дослідженню методів фізичних властивостей розсіяння енергії в матеріалах присвячена низка робіт. Відомі розрахункові співвідношення визначення розсіяння енергії (дисипативних сил) метод загасаючих коливань, метод фазового кута та інших, що виходять із припущення про закономірності зміни цих сил опору, пропорційні першого ступеня швидкості коливань. [1-4]. При цьому використовуються моделі з дискретними та розподіленими параметрами[5,6] Важливим аспектом розсіяння енергії в ущільнюючій будівельній суміші є встановлення розрахункових моделей, які адекватно відображають реальну картину процесу і дають можливість розрахувати необхідну енергію для забезпечення отримання якісного ущільнення. Разом з тим, на практиці повне досягнення такої умови стримується розбіжностями розрахункових і реальних параметрів. Обумовлено це складністю процесів, що протікають в ущільнюючій суміші та застосуванням, як наслідок, емпіричних формул, які є достовірними виключно в рамках тих передумов і допущень за яких здійснені такі дослідження. Крім того, за резонансні режими, які мають найбільше поширення, є доволі енерговитратними. Отже, пошук більш ефективних методів дослідження енергетики вібраційної системи «машина– середовище» в різних режимах ущільнення будівельної є актуальною задачею.

**2. Аналіз літературних даних та постановка проблеми.** Відомі розрахункові співвідношення визначення розсіяння енергії (дисипативних сил) /метод загасаючих коливань, метод фазового кута та інших/ виходять із припущення про закономірності зміни цих сил опору, пропорційні першого ступеня швидкості коливань. Застосуванню та дослідженню методів фізичних властивостей розсіяння енергії в матеріалах присвячені роботи [1-4]. Складність процесів, що протікають в ущільнюючій суміші під дією вібрації є причиною різних методів моделювання, прийнятих передумов та допущень, параметрів оцінки енергетичних витрат Так, в роботі [5] при розрахунку вібраційної машини для виготовлення плоских бетонних плит використана дискретна модель для машини і для ущільнюючої суміші. спрощена методика розрахунку енергетичних витрат. Процеси вібраційного ущільнення для використання вібраційної техніки приведені в роботі[6]. Аналіз цитованих робіт засвідчує про домінування досліджень в сталому режимі роботи вібраційної техніки. Залишається проблемою дослідження більш ефективних методів визначення енергії в різних режимах дії на оброблювальне середовище.

**3. Мета і завдання дослідження.** Метою дослідження є дослідження та визначення параметрів енергетики вібраційної системи «машина–середовище» в різних режимах ущільнення будівельної суміші. Для досягнення мети дослідження визначені наступні завдання:

- дослідження енергетики гармонійного руху вібраційної системи «машина–середовище»;
- дослідження енергетики віброударного руху вібраційної системи «машина–середовище»;

**4.. Дослідження енергетики вібраційної системи «машина– середовище» в різних режимах ущільнення будівельної суміші.**

**4.1. Дослідження енергетики гармонійного руху вібраційної системи «машина– середовище»;**

Розрахункова схема такої системи приведена на рисунку 1.

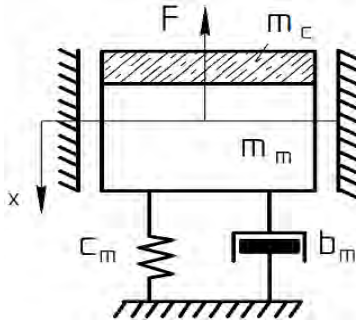


Рис. 1. Розрахункова схема вібраційної системи «машина– середовище з гармонійним режимом руху системи «машина – середовище»

Рівняння руху системи «машина- середовище»(рис.1) буде мати наступний вигляд,;

$$(m_m + m_c a)\ddot{x} + (b_m + d / \omega)\dot{x} + c_m x = F_0 \sin(\omega t + \varphi) \quad (1)$$

де перший член цього рівняння  $(m_m + m_c a)\ddot{x}$   $m_m \ddot{x}$  являє собою силу

інерції мас машини і середовища,  $b_m \dot{x}$  - сил опору,  $c_m x$  - пружності і

зовнішньої сили  $F = F_0 \sin \omega t$ ,  $a, d$ - коефіцієнти реактивної та активної складових опору ущільнюючого середовища.

$$a = \frac{\alpha \operatorname{sh} 2\alpha h + \beta \sin 2\beta h}{h(\alpha^2 + \beta^2)[ch 2\alpha h + \cos 2\beta h]};$$

$$d = \frac{\alpha \sin 2\beta h - \beta \operatorname{sh} 2\alpha h}{h(\alpha^2 + \beta^2)[ch 2\alpha h + \cos 2\beta h]}, \quad (2)$$

Рішенням рівняння (8) у вигляді:  $x = x_0 \cos(\omega t + \varphi)$  отримаємо вираз для амплітуди коливань,  $x_0$ , системи «машина- середовище»:

$$x_0 = \frac{F_0}{\sqrt{(c_m - m_m \omega^2)^2 + (m_c \omega^2 a)^2 + (b_m \omega)^2 + (m_c \omega^2 d)^2}}, \quad (3)$$

Розрахунки зміни коефіцієнтів реактивної та активної складових опору ущільнюючого середовища та амплітуди коливань поведені на рисунку 2

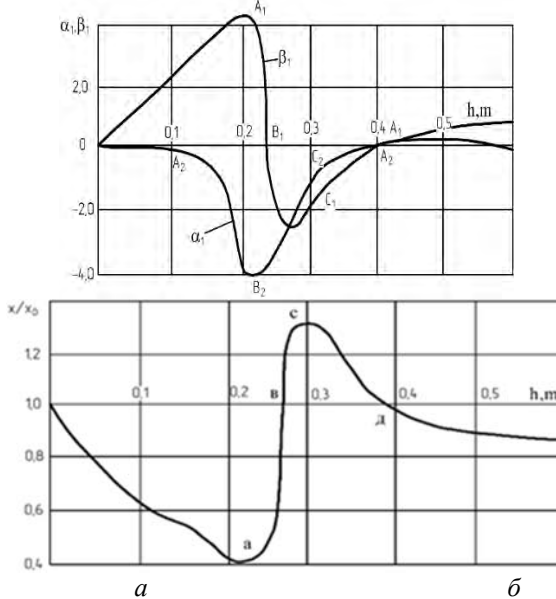


Рис.2 Зміна коефіцієнтів опору  $a, d$  (а) та амплітуди коливань  $x_0$  (б) від висоти стовпа бетонної суміші  $h$ .

Для підтримання у вібраційній системі стаціонарних коливань робота зовнішньої змущувальної сили повинна повертати енергію, яка втрачається за кожен період коливань, тобто умова стаціонарних коливань має вигляд енергетичного балансу системи:

$$A_3 = A_0 \quad (4)$$

де  $A_3, A_0$  - робота відповідно зовнішніх сил і сил опору.

Робота змущувальної сили  $F(t)$ , виконаної за період коливань віброструктури  $T$ , що рухається зі швидкістю  $x(t)$ , визначається інтегралом

$$A_3 = \int_0^T F(t) x(t) dt$$

Якщо сила  $F(t) = F_0 \sin \omega t$  і переміщення  $x = x_0 \sin(\omega t - \varphi)$  є синусоїдними функціями часу, що мають одну і ту саму частоту  $\omega$  і фазовий кут  $\varphi$ , то робота, що виконана за цикл коливань  $T = \frac{2\pi}{\omega}$

$$A_F = \int_0^{2\pi/\omega} F_0 \sin \omega t x_0 \omega \cos(\omega t - \varphi) dt = F_0 x_0 \int_0^{2\pi} \sin \omega t \cos(\omega t - \varphi) d(\omega t).$$

Оскільки  $\cos(\omega t - \varphi) = \cos \varphi \cos \omega t + \sin \omega t \sin \varphi$ , то після проведення нескладних перетворень матимемо

$$A_F = F_0 x_0 \cos \varphi \int_0^{2\pi} \sin \omega t \cos \omega t d(\omega t) + F_0 x_0 \sin \varphi \int_0^{2\pi} \sin^2 \omega t d(\omega t)$$

Перший інтеграл цього виразу дорівнює нулю, другий -  $\pi$ . Тоді в остаточному вигляді робота

$$A_F = \pi F_0 x_0 \sin \varphi \quad (5)$$

Звідси випливає, що робота за цикл пропорційна не тільки амплітуді сили і амплітуді коливань, а й синусу різниці фаз. Із формули (5) також випливає, що корисну роботу, яка йде на енергетичні витрати, здійснює складова змушувальна сила  $F_0 \sin \varphi$ , яка збігається за напрямком із швидкістю коливань і перебуває у протифазі з силою опору. Робота сил опору включає в себе енергію, що розсіюється в середовищі  $A_c$ , та енергію на коливання машини  $A_m$  і на тертя у вузлах машини  $A_{mp}$ .

Енергія, що розсіюється в об'ємі будівельної суміші:

$$E_{\bar{e}.c.} = \pi m_c x_0^2 \omega^2 d. \quad (6)$$

Якщо взяти приведене до маси  $m_c$  вираз енергії то отримаємо:

$$\bar{E}_{\bar{e}.c.} = \pi x_0^2 \omega^2 d, \quad (7)$$

Енергія на коливання машини визначається за формулою

$$A_m = \pi b x_0^2 \omega, \quad (8)$$

де  $b$  – коефіцієнт опору.

$$A_c = \bar{E} dm, \quad (5)$$

де  $\bar{E}$  - питома енергія (Дж/кг), що витрачається на ущільнення маси  $m$ .

Енергія на коливання машини визначається за формулою

$$A_m = \pi b x_0^2 \omega, \quad (6)$$

де  $b$  – коефіцієнт опору, Нс/м.

#### 4.2. Дослідження енергетики віброударного руху вібраційної системи «машина– середовище»

На рисунку 3 приведена розрахункова схема віброударного руху вібраційної системи «машина– середовище»

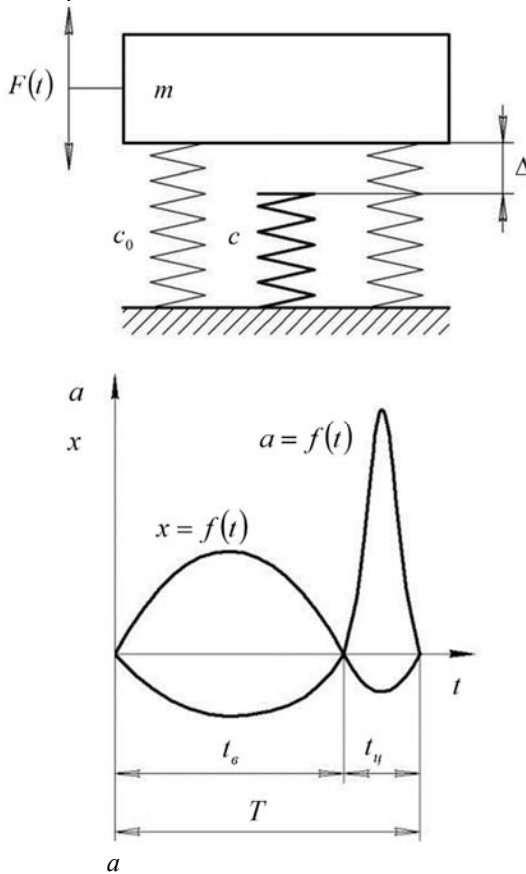


Рис. 3. Одномасова віброударна система: а- схема; б- залежність переміщення і прискорення за період коливань;

Віброударна система з обмежником коливань (. рис.3,а) має два рухи: відривний і безвідривний.

При  $t < t_g$  ( рис.3, б) рівняння руху:

$$m\ddot{x} = F(t); \tag{7}$$

при  $t > t_g$  рівняння руху:

$$m\ddot{x} + (c_0 + c)x = F(t), \quad (8)$$

при малості  $c_0 \approx 0$  (за умовою віброізоляції маси)  $m$  від фундаменту напіврозмах на цьому етапі руху:

$$x_0 \leq \delta, \quad (9)$$

де  $x_0$  – амплітуда змушених коливань маси  $m$  у сталому режимі без відриву від обмежника;  $\delta$  – статична деформація обмежника під дією сили ваги:

$\delta = \frac{F_{cm}}{c}$ ;  $c$  – жорсткість обмежника. При розгляді безвідривного режиму (рис.3, при  $\Delta = x_0$ ) ми маємо систему з одним ступенем вільності, амплітуда

коливань якої має такий вигляд:  $x_0 = \frac{F_0}{c - m\omega^2}$  або з урахуванням, що

$$c = m\omega_0^2 : x_0 = \frac{F_0}{m\omega^2} \left( \frac{1}{\frac{c}{m\omega^2} - 1} \right).$$

Тоді умову (7) з урахуванням, що  $\delta = \frac{F_{cm}}{c}$ , а  $c = m\omega_0^2$  можна записати у вигляді:

$$\frac{F_{cm}}{F_0} \geq \frac{\xi^2}{\xi^2 - 1}, \quad (10)$$

де

$$\xi = \sqrt{\frac{c}{m\omega^2}}. \quad (11)$$

Параметр  $\xi$  визначає співвідношення власної частоти  $\omega_0^2 = \frac{c}{m}$  системи при знаходженні маси в контакті з пружиною до частоти змушених коливань  $\omega^2$ . Таким чином, параметри  $\xi$ ,  $f$  визначають режим роботи, який реалізується за умовою(11). При порушенні умови (11) рух маси  $m$  здійснюватиметься з відривом від пружини із змінними ударами по ній. При цьому можливі такі режими: одноударний, тобто за один період руху маса  $m$  здійснює один вільний політ і, відповідно, один удар по пружині; супергармонійний, коли за один період зміни змушуючої частоти відбувається

кілька ударів; субгармонійний, коли кількість ударів в  $n$  раз менша від періоду зміни змушуючої частоти.

Енергія, що розсіюється в об'ємі середовища:

$$A_c = \bar{E} dm, \quad (12)$$

де  $\bar{E}$  - питома енергія (Дж/кг), що витрачається на ущільнення маси  $m$ .

Енергія в ударно-вібраційних машинах на обмежники коливань, визначається за формулою:

$$A_{об} = \frac{1}{2} \psi c x_0^2, \quad (13)$$

де  $\psi$  - коефіцієнт розсіювання енергії в обмежнику;  $c$  - його жорсткість,  $x_0$  - найбільша деформація обмежника при його стиску.

### **Висновки.**

1 Досліджені аспекти енергетики вібраційної системи «машина-середовище» в різних режимах ущільнення будівельної суміші. матеріалах і середовищах за лінійним законом навантаження та вібраційно-ударним режимом коливань. Коефіцієнт поглинання енергії залежить від амплітуди відносної деформації.

2, Визначено ступінь впливу коефіцієнтів реактивної та активної складових опору ущільнюючого середовища на енергетику вібраційної машини.

3. Отримані аналітичні залежності для визначення енергії на процес ущільнення суміші за лінійним законом навантаження за лінійним законом навантаження та вібраційно-ударним режимом коливань.. Дані аналітичні залежності можуть бути використані для будь якого середовища або матеріалу, яке володіє пружно в'язкими властивостями і знаходиться під дією силового навантаження

1 Ovchinnikov P.F. Vibrorheology. K.: Scie. thought, 1983. 272 p.

2 Pisarenko G.S. Oscillations of Mechanical Systems Taking into Account the Imperfect Elasticity of Materials. K.: Scie. thought, 1970. – 375p.

3 Pisarenko G.S., Yakovlev A.P., Matveev V.V. Vibration-absorbing properties of structural materials: a Handbook. – K.: Scie. thought, 1971. – 375 p.

4. Panovko Ya.G. Fundamentals of Applied Theory of Oscillations and Impact. - M.: Mechanical engineering, 1976. – 320 p.

5. Nesterenko, M. (2015). Prohresyvnii rozvytok vibratsiynykh ustanovok z prostоровymy kolyvanniamy dlia formuvannya zalizobetonnykh vyrobiv. Zbirnyk naukovykh prats. Ser.: Haluzeve mashynobuduvannya, budivnytstvo. Issue 2 (44), 16–23.

6. Nazarenko, I. (2021). Dynamic processes in technological technical systems, Kharkiv, Pc Technology Center, 179. <https://doi.org/10.15587/978-617-7319-49-7>