УДК 693.546

В.Й. Сівко, д-р техн. наук, професор КНУБА,
Д.О. Мироношенко,магістрант КНУБА,
В.М. Гринченко, студент КНУБА

РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ РОБОТИ КАСЕТНИХ УСТАНОВОК З ЄДИНИМ ВІБРОПРИВОДОМ

Гнучкі робочі органи на відміну від традиційних органів (типу віброплощадок) діють на середовище завдяки згинаючих коливань плоскої поверхні. Плоска поверхня при цьому в процесі згинання має певну форму коливань, яке строго відповідає частоті її власних коливань. При цьому форма коливань крім частоти залежить також від фізико-механічних властивостей матеріалу робочого органа, її маси. На форму коливань впливає також середовище, в якому находиться робочій орган. В даній роботі досліджується вплив середовища на форму коливань гнучких робочих органів.

Розглянемо робочій орган у вигляді пластини. Розмірами а і в, товщиною *h* (рис. 1), яка защемлена по трьох сторонах (на прикладі роздільних листів касетних установок).

Рівняння власних коливань такої пластини, як сума потенціальної і кінетичної енергії має вигляд

$$\frac{D}{2}\iint\left[\left(\frac{d^2W_0}{dx^2}+\frac{d^2W_0}{dy^2}\right)-2(1-\sigma)\left\{\frac{d^2W_0}{dx^2}\cdot\frac{d^2W_0}{dy^2}-\left(\frac{d^2W^0}{dxdy}\right)^2\right\}\right]dxdy+$$
$$+\iint\sigma_0(x,,y,t)W_0dxdy-\frac{\rho hp^2}{2}\iint\left(\frac{dW_0}{dt}\right)^2dxdy=0. \qquad (1)$$

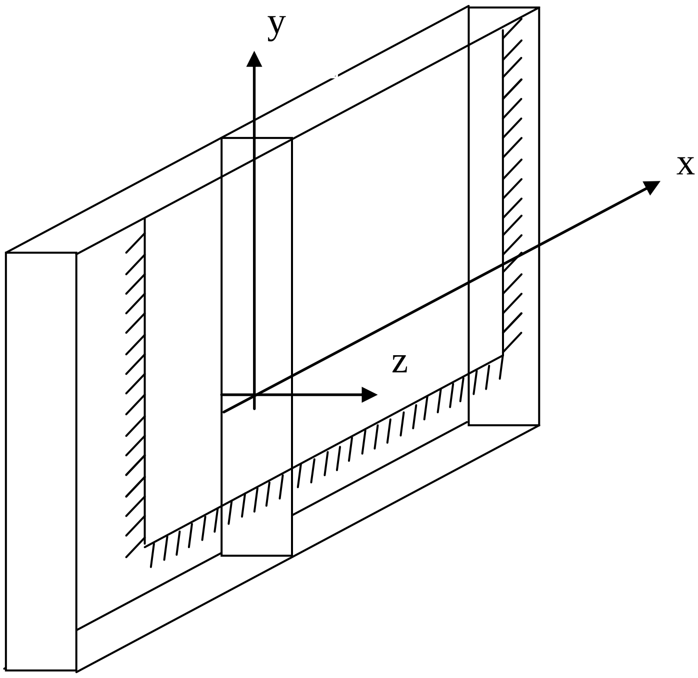

Рисунок 1. Розрахункова схема пластини.

Перший член разом з другим у цьому рівнянні виражає повну потенціальну енергію пластини (2*U*), а третій – кінетичну енергію (*T*).

Тут:

$D=\dfrac{Eh^3}{12(1-\sigma^2)}$ - так звана циліндрична жорсткість на згинання; W_0 - прогин пластинки; σ - число Пуасона; φ - щільність матеріалу пластини, кг/м^3; $\sigma_0(x,y,t)$ - напруження в середовищі на контакті з робочим органом (опір середовища на одиницю поверхні); E - модуль пружності, Па.

Рівняння (6.1) вирішується відомими способами при визначеному опорі середовища.

Динамічне деформування елемента середовища описується рівнянням

$$\rho_0 \frac{d^2\varphi}{dt^2}=\frac{d\sigma}{dx} \tag{2}$$

Замість рівняння (2) розглянемо еквівалентну систему двох диференційних рівнянь першого порядку

$$\frac{dv}{dt}=c^2\frac{d\varepsilon}{dx}, \qquad \frac{d\varepsilon}{dt}=\frac{dv}{dx},$$

де ε - відносна деформація, V - швидкість деформування.

Ці рівняння мають два сімейства характеристик.

Перше сімейство: $\dfrac{dv}{d\varepsilon}=c,\qquad dx=c\cdot dt;$

Друге сімейство: $\dfrac{dv}{d\varepsilon}=-c,\qquad dx=-c\cdot dt.$

Вони характеризують розповсюдження прямих і зворотних хвиль в середовищі.

Після заміни характеристик кусочно-лінійних функціями стає можливим рішення нелінійних рівнянь (2) наближеним методом при заданому законі деформування.

Закони деформування задає робочий орган. Рівняння (1) і (2) повинні вирішуватись спільно, тому що на закон деформування оказує вплив середовище і при цьому міняється характер руху робочого органа.

Основна умова спільного вирішення рівнянь

$U(0,t)=W_0;$ при $x = 0.$

Ідея метода знаходження опору середовища полягає в тому, що береться ділянка робочого органу, обмежена однією формою коливань і для неї в декількох точках знаходиться опір. Після чого будується епюра розподілу опору.

Після заміни диференціалів сімейств характеристик на конечні величини маємо

$$(x-x_1)+C(\varepsilon_1)(t-t_1)=0;$$

$$(x-x_2)-C(\varepsilon_2)(t-t_2)=0;$$

$$(V-V_1)+C(\varepsilon_1)(\varepsilon-\varepsilon_1)=0;$$

$$(V-V_2)-C(\varepsilon_2)(\varepsilon-\varepsilon_2)=0,$$

де x і t – координати (положення, час), в яких шукається значення параметрів; ε і V – параметри напруженого стану середовища.

Для вирішення задачі опору потрібні дві початкові і дві граничні умови:

A – початкові умови:

при $t = 0$

1) $\varepsilon=\varepsilon_0=\varepsilon(x,0);$

2) $V=V_0=V(x,0)$

- закони розподілу відносної деформації і модуля вектора швидкості вздовж ущільнюючої маси (товщини виробу) в початковий момент часу:

В – граничні умови:

1) при $x=x_0\ (t),\ \ V[x_0(t),t]=0.$

2) при $x = h$, $F[\varepsilon(h,t);V(h,t)] = 0.$

Смисл першої граничної умови – рівність нулю V на протилежній стороні опалубки. Смисл другої граничної умови – наявність певної залежності між функціями.

ε і V в місці контакту робочого органа і середовища (визначається прогином і частотою власних коливань).

Задамо рівняння прогину параболою в межах однієї форми (більш точно прогин визначається методами опору матеріалу - $\frac{dy}{dx} = \frac{M}{EI}$).

Задамо також величину прогину (тобто амплітуда коливань) в т. 0, 1, 2, 3 – відповідно 0,0005; 0,0004; 0,0003; 0 м.

Частота коливань, скажемо, f = 25 Гц.

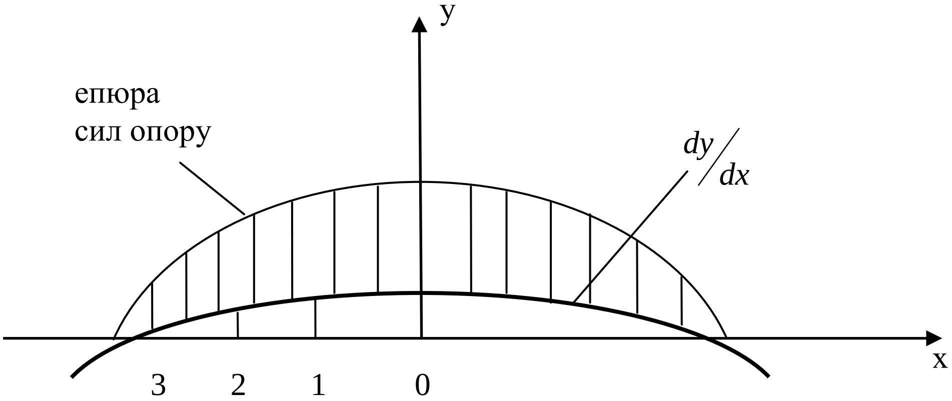

Рисунок 2. Форма прогину.

Визначимо величину опору середовища спочатку в т. 2.

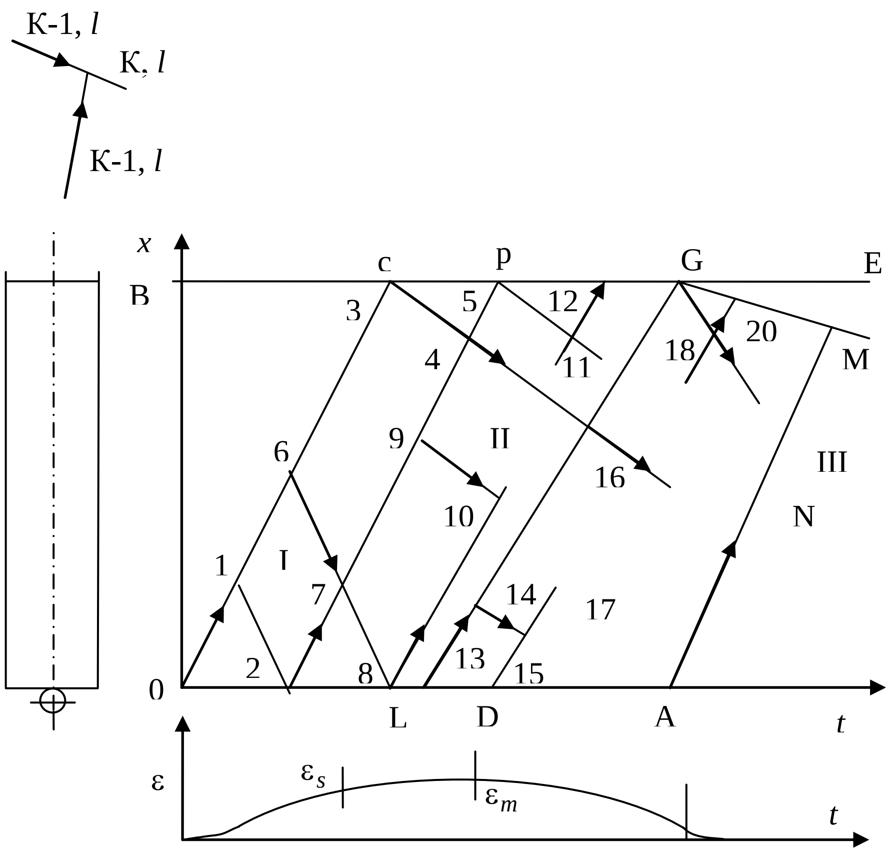

Рисунок 3. Схема розрахунку сил опору в середовищі.

Розділимо ліню ОВ (лінію початкових умов (t = 0), на якій значення ε і V) на n відрізків і задамо в точках 0, 1, 6, 3 - ε = 0 і V = 0, тобто середовище нерухоме і не завантажене. Користуючись експериментальними графіками, находимо значення C_0, відповідне $p = p_0$ і $V = 0.$ В площині x-t проводимо пряму ОС з нахилом, що відповідає розрахованій швидкості хвилі $C_0 = h/t.$

Для точки 2 системи рівнянь

$$x_2 = W_0 \cdot Sin\omega t_2;$$

$$(x_2 - x_1) + C_2(t_2 - t_1) = 0;$$

$$V_2 = W_0 \cdot \omega \cdot Cos\omega t;$$

$$(V_2 - V_1) - C_1(\varepsilon_2 - \varepsilon_1) = 0.$$

Тут W_0 =0,0003 м. Товщина виробу 0,16 м; $C_2 = 63 \,{}^{м}\!/\!{}_{с}$ (при ρ = 2400 кг/м^3 для суміші помірно-жорсткої [3]).

$$t_1 = \frac{0,16}{88 \cdot 3} = 0,000606 \text{ с.}$$

$$x_2 = 0,0003 \cdot Sin\omega t_2$$

$$\left(x_2 \cdot \frac{0,16}{3} \right) + 88(t_2 - t_1) = 0$$

$$x_2 + 88t_2 - 0,053 - 0,003 = 0$$

$$x_2 = 0,106 - 88t_2$$

$$0,106 - 88t_2 = 0,0003 \cdot 157t_2$$

$$88,0471t_2 = 0,106$$

$$t_2 = 0,012c$$

$$x_2 = 0,0003 \cdot Sin10,80 = 0,000057 м.$$

Кут $\beta = \omega t_2$ розрахуємо так

$$\beta = \frac{t_2}{T} \cdot 2\pi; \; T = \frac{1}{f} = \frac{1}{25} = 0,04c$$

$$\beta = \frac{t_2}{0,04} \cdot 2\pi = 157t_2; \quad Sin\beta = \beta - \frac{\beta^3}{3!} + \frac{\beta^3}{5!} - \frac{\beta^7}{7!}$$

$$\beta = \frac{0,0012}{0,04} \cdot 360^0 = 10,8^0$$

$$V_2 = 0,0003 \cdot 157 \cdot 0,9833 = 0,046313 \,{}^{м}\!/\!{}_{с}$$

$$V_2 - 88\varepsilon_2 = 0; \;\; \varepsilon_2 = \frac{0,046313}{88} = 0,000526$$

$$\sigma_2 = E_1\varepsilon_2[3]; \quad \sigma_2 = 650 \cdot 10 \cdot 0,000562 = 3419Па$$

Процес визначення опору повинен бути продовжений доти, поки $\beta = 90^0$, тобто до амплітуди значення прогину в т. 2 (мал. 2). Для знаходження опору в т. 8 (мал. 3) необхідно розрахувати напруження в т. 7. Використовується наступна система

$$(x_7 - x_2) - C_2(t_7 - t_2) = 0;$$

$$(x_7 - x_6) + C_6(t_7 - t_6) = 0;$$

$$(V_7 - V_2) - C_2(\varepsilon_7 - \varepsilon_2) = 0;$$

$$(V_7 - V_6) + C_6(\varepsilon_7 - \varepsilon_6) = 0.$$

Оскільки $\varepsilon_2 = 0{,}000526 > \varepsilon_2 = 0{,}00001$ [3, табл. 1], в приведених вище формулах C_2 необхідно брати швидкість пластичної хвилі ($C_2 = 63\,^{м}/_{с}$).

Амплітуда значення опору для т. 2. (мап. 6.2) складає $\sigma_0 = 51{,}6 \cdot 10^{-4}$ МПа. Відповідно для т. 0 опір складає $62{,}0 \cdot 10^4$, $73{,}1 \cdot 10^{-4}$ МПа

Представимо опір середовища в функції прогину

$$\sigma = E_1\varepsilon = E_1 \frac{W_0}{h} = \frac{650 \cdot 10^{-2}}{0{,}16} \cdot W_0 = 4062{,}5 \cdot 10^{-2} W_0 \text{ МПа}$$

Як бачимо з мал. 6.4 всі точки залежності прогину від опору середовища розміщується на одній прямій. Тому що залежність можна представити формулою:

$$\sigma = KW_0,$$

де $K = \dfrac{E_1}{h}$.

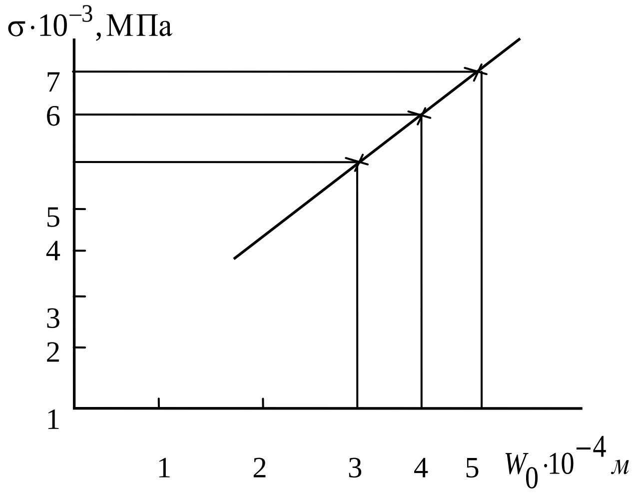

Рисунок 4. Залежність опору середовища від прогину робочого органу.

Модуль пластичної деформації E_1, визначається як дотична рівняння стану середовища в пластичній зоні деформацій (мал. 5).

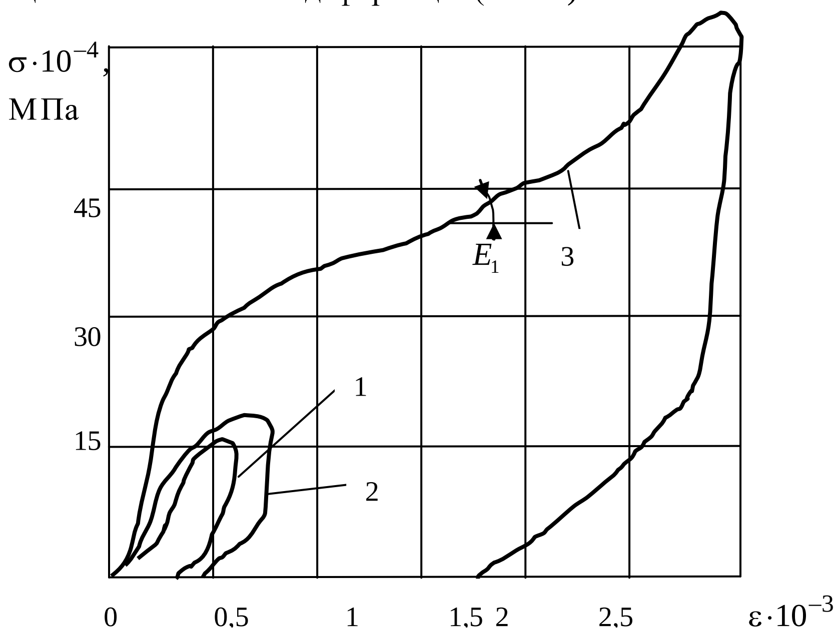

Рисунок 5. Схема визначення модуля деформацій E_1 в опорі середовища.

Рівняння стану береться з [3] для досліджених середовищ, а для інших матеріалів може бути установлено згідно запропонованої методики. В рівнянні коливань пластини після цього опор може бути представлений як

$$\int\int \sigma(x,y,t)\cdot W_0\cdot dxdy = KW_0^2 dxdy = K\int_{-a/2}^{a/2} X_1^2 dx \int_{-b/2}^{b/2} Y_1^2 dy,$$

де X_1 і Y_1 - балочні функції Крилова

Висновки:

1. Запропонована математична модель руху суміші в умовах взаємодії вертикальною вібріруючою пластинок.
2. Сформовані основні положення деформованого стану бетонної суміші при динамічному навантаженні.
3. Визначенні раціональні режими ущільнення бетонної суміші.

Література

1. Бабаков И.М. Теория колебаний. М.: Техника, 1958, 628с.
2. Сивко В.Й. Основы механики вибрируемой бетонной смеси. К.: Вища школа, 1988, 168с.
3. Сивко В.Й. Расчёт параметров процесса воздействия среды на рабочие органы вибрационных машин. К.: КИСИ, 1986, 43с.