

## РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ ПОЛІЧАСТОТНОЇ МАШИНИ

Вібраційні машини широко застосовуються у будівельній галузі для здійснення спеціальних технологій. На вібростолах виготовляють вироби підвищеної міцності - фігурні елементи мощення та бордюри різних розмірів [1-4, 6, 7].

Постановка задачі - моделювання динаміки формувальної машини. Для випадку двочастотного збудження коливань робочого органа з використанням моделі Кельвіна - Фойгта.

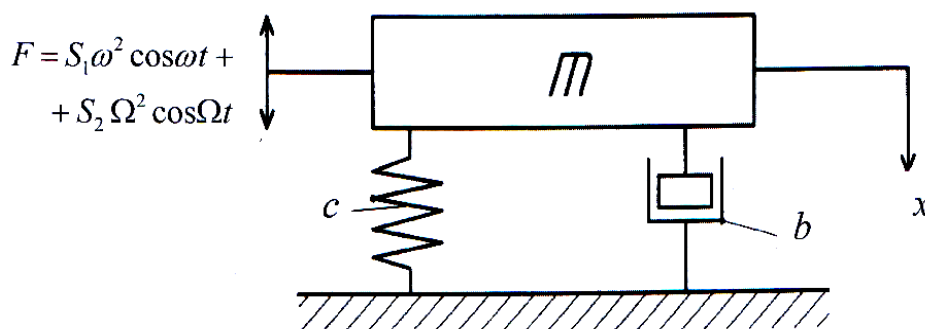


Рис. 1. Схема формувальної машини

$$F = S_1 \omega^2 \cos \omega t + S_2 \Omega^2 \cos \Omega t, \quad (1)$$

де  $F$  - динамічне двочастотне навантаження;

$c$  - коефіцієнт пружності системи;  $b$  - коефіцієнт опору коливанням;

$S_1, S_2$  - статичні моменти дебалансних мас віброзбуджувачів;

$\omega, \Omega$  - низька та висока кутова частота коливань;

$t$  - час руху системи;

$m$  - маса віброуючих частин машини;

$x$  - переміщення.

Для дослідження динаміки вібросистеми машини використовуємо рівняння Лагранжа другого роду [5]:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) + \frac{\partial U}{\partial q_i} + \frac{\partial F}{\partial \dot{q}_i} = Q_i,$$

де для даної системи при  $q = x$  маємо залежності:

$$T = \frac{m \dot{x}^2}{2} \quad \text{кінетична енергія віброуючих частин машини;}$$

$$U = \frac{cx^2}{2} \quad \text{потенційна енергія системи;}$$

$$F = \frac{b\dot{x}^2}{2} \text{ — дисипативна функція Релея;}$$

$$Q = F = S_1 \omega^2 \cos \omega t + S_2 \Omega^2 \cos \Omega t \text{ — узагальнена динамічна сила.}$$

Диференціальне рівняння руху робочого органа двочастотної формувальної машини в комплексній формі:

$$\ddot{\tilde{x}} + 2h\dot{\tilde{x}} + \omega_0^2 \tilde{x} = \frac{F_{01}}{m} e^{i\omega t} + \frac{F_{02}}{m} e^{i\Omega t},$$

$$h = \frac{b}{2m} = \frac{\psi_n \cdot \omega_0}{4\pi}; \quad \omega_0^2 = \frac{c}{m}; \quad F_{01} = S_1 \omega^2; \quad F_{02} = S_2 \Omega^2.$$

Розв'язання в комплексній та звичайній формі для вертикальних коливань:

$$\tilde{x} = \tilde{A} e^{i\omega t} + \tilde{B} e^{i\Omega t};$$

$$\dot{\tilde{x}} = \tilde{A} i\omega e^{i\omega t} + \tilde{B} i\Omega e^{i\Omega t};$$

$$\ddot{\tilde{x}} = -\tilde{A} \omega^2 e^{i\omega t} - \tilde{B} \Omega^2 e^{i\Omega t};$$

$$x = A \cos(\omega t - \varphi) + B \cos(\Omega t - \psi);$$

$$\dot{x} = -A\omega \sin(\omega t - \varphi) - B\Omega \sin(\Omega t - \psi);$$

$$\ddot{x} = -A\omega^2 \cos(\omega t - \varphi) - B\Omega^2 \cos(\Omega t - \psi).$$

Комплексні амплітуди складових коливань системи :

$$\tilde{A} = \frac{F_{01}/c}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2 + i \frac{2h\omega}{\omega_0}}; \quad \tilde{B} = \frac{F_{02}/c}{1 - \left(\frac{\Omega}{\omega_0}\right)^2 + i \frac{2h\Omega}{\omega_0}}.$$

Амплітуди та фази складових коливань системи у звичайній формі:

$$A = \frac{S_1 \omega^2 / c}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2\right]^2 + \left[\frac{2h\omega}{\omega_0}\right]^2}}; \quad B = \frac{S_2 \Omega^2 / c}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\Omega}{\omega_0}\right)^2\right]^2 + \left[\frac{2h\Omega}{\omega_0}\right]^2}};$$

$$\varphi = \operatorname{arctg} \frac{\left[\frac{2h\omega}{\omega_0}\right]}{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2\right]}; \quad \psi = \operatorname{arctg} \frac{\left[\frac{2h\Omega}{\omega_0}\right]}{\left[1 - \left(\frac{\Omega}{\omega_0}\right)^2\right]}.$$

Аналіз віброграм, які побудовані на основі одержаних залежностей, свідчить,

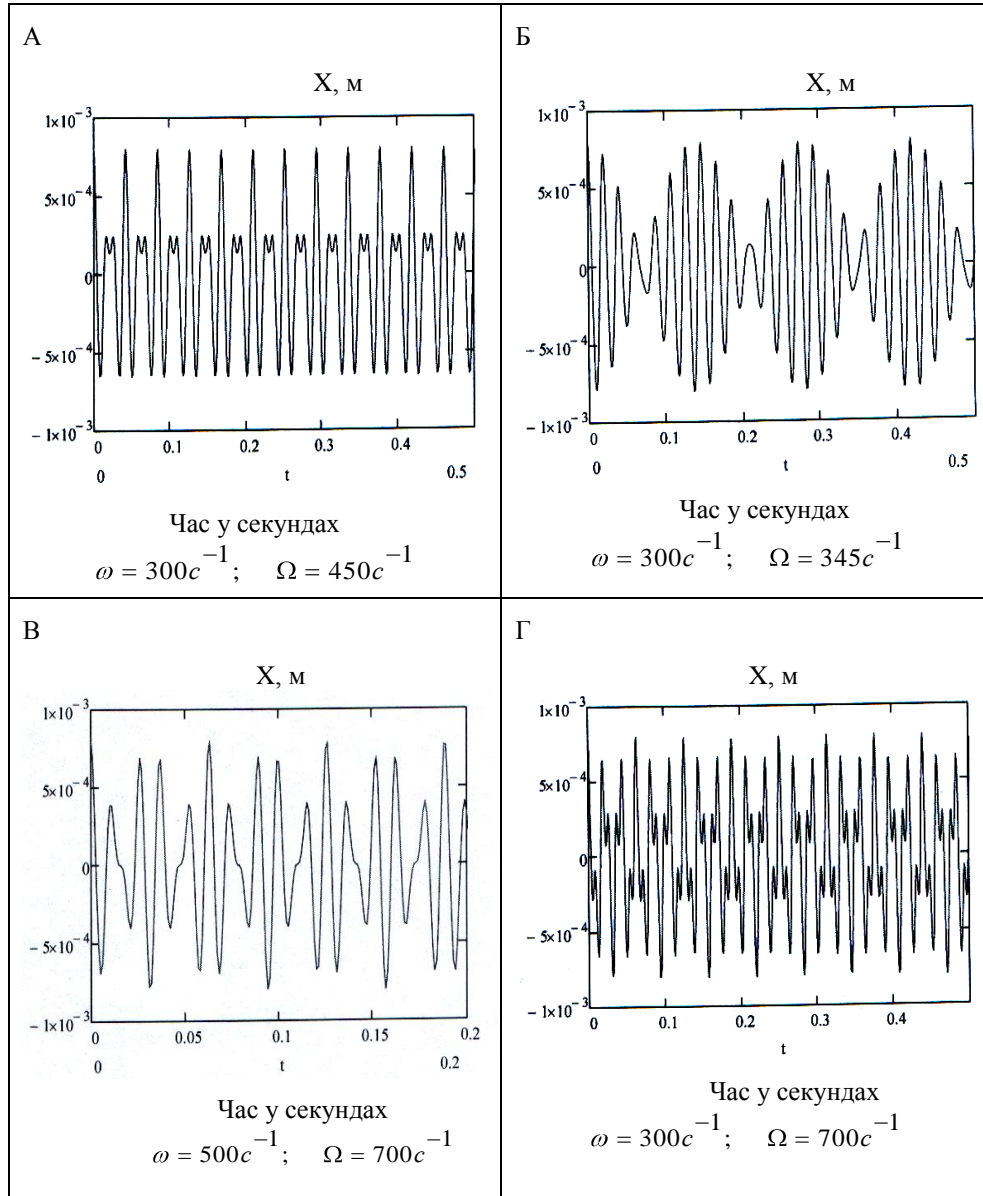
що у випадках *A*, *B*, *Г* (див. рис. 2) мають місце полігармонічні коливання з періодами  $2\pi/\omega' \approx 0,0419c$ . На віброграмі *Б* спостерігаються биття, у яких амплітуда змінюється в часі з періодом  $2\pi/(\Omega - \omega) \approx 0,14c$ .

Віброграми вертикальних коливань робочого органа для різних співвідношень частот приводу (див. рис. 2).

Розрахунок виконано при таких значеннях параметрів вібротомашини:

$$S_1 = 0,07 \text{ кгм}; \quad S_2 = 0,05 \text{ кгм}; \quad \omega' = 150c^{-1}; \quad \omega = n_{\omega} \cdot \omega'; \quad \Omega = n_{\Omega} \cdot \omega';$$

$$n_{\omega} = \text{var}; \quad n_{\Omega} = \text{var}; \quad \psi = 0,1; \quad c = 100000H / m; \quad m = 150 \text{ кг}.$$



**Рис. 2.** Віброграми вертикальних коливань робочого органа для різних співвідношень частот приводу: *A*, *B*, *Г* - віброграми полігармонічних коливань з періодами  $2\pi/\omega' \approx 0,0419c$ . *Б* - віброграма полігармонічних коливань, у якій амплітуда змінюється в часі з періодом  $2\pi/(\Omega - \omega) \approx 0,14c$ .

Результати моделювання динаміки полічастотної формувальної машини свідчать про можливість розширення технологічних можливостей за рахунок генерування ефективних режимів полігармонічних вібрацій. При цьому спрощується переналадження приводу при зміні номенклатури і складу виробів.

Результати експериментальних досліджень на вібростенді з режимом роботи на середніх і підвищених частотах.

Експериментальний вібростенд та методика проведення досліджень динаміки робочого органа при одночасній дії двох різночастотних збудників коливань.

Стенд для проведення досліджень динаміки робочого органа включає:

- вібромайданчик, на якому закріплено нижній вібратор, зі змінною частотою 50...75 Гц, та верхній вібратор з незмінною частотою коливань 50 Гц;
- перетворювач частоти Altivar 28 для асинхронних двигунів;
- тензодатчик у вигляді тензобалки з двома наклеєними тензорезисторами, з'єднаними напівмостовою схемою;
- аналого-цифровий перетворювач, розроблений і виготовлений на кафедрі механізації будівельних процесів;
- ЕОМ з вільним портом COM-1;
- програмне забезпечення: програма «PROGRAM.EXE» та редактор електронних таблиць «Microsoft Excel».



**Рис. 3.** Вібростіл для формування бетонних виробів: а) вібростіл з двома різночастотними збудниками коливань, перетворювач частоти Altivar 28 для асинхронних двигунів; б) тензодатчик у вигляді тензобалки з двома наклеєними тензорезисторами, з'єднаними напівмостовою схемою; в) аналого-цифровий перетворювач, розроблений і виготовлений на кафедрі механізації будівельних процесів.

Послідовність роботи стенда та запису результуючих коливань. Вмикається верхній маятниковий вібратор з постійною частотою 50 Гц, потім нижній маятниковий вібратор зі змінною в діапазоні 50...75 Гц частотою коливань (за допомогою перетворювача частот Altivar 28); вмикається програма «PROGRAM.EXE» та відбувається запис діаграм результуючих двочастотних коливань вібромайданчика, які редагуються в «Microsoft Excel» у вигляді віброграм.

Експериментальні віброграми руху робочого органа.

1. Увімкнено верхній маятниковий вібратор з частотою 50 Гц та нижній маятниковий вібратор з частотою коливань 75 Гц і статичним моментом маси дебалансів 0,042 кгм; розмах коливань 1,3 мм (див. рис. 4).

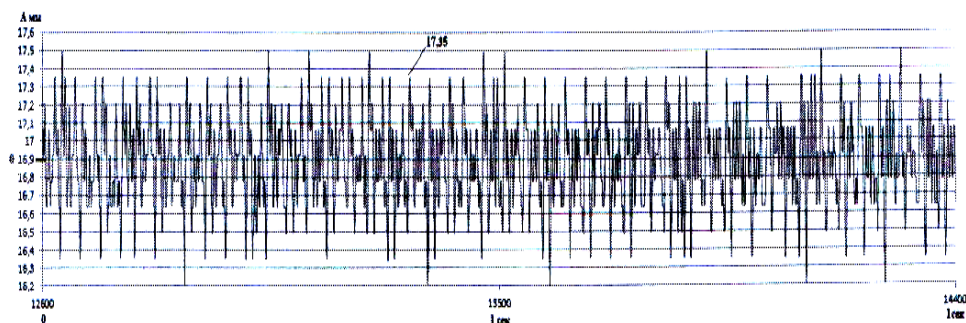


Рис. 4. Віброграма руху робочого органа полічастотної машини

2. Увімкнено верхній маятниковий вібратор з частотою 50 Гц та нижній маятниковий вібратор з частотою коливань 55 Гц і статичним моментом маси дебалансів 0,042 кгм; розмах коливань у режимі биття 1,3 мм (див. рис. 5).

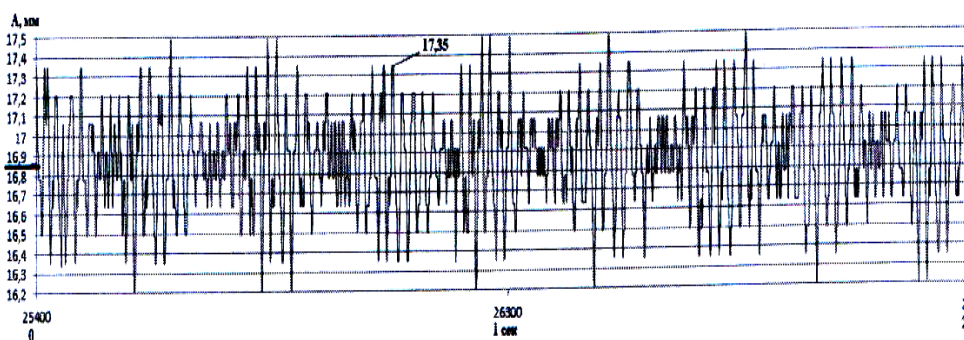


Рис. 5. Віброграма руху робочого органа полічастотної машини

3. Увімкнено верхній маятниковий вібратор з частотою 50 Гц та нижній маятниковий вібратор з частотою коливань 75 Гц і статичним моментом маси дебалансів 0,05 кгм; розмах коливань 1,4 мм.

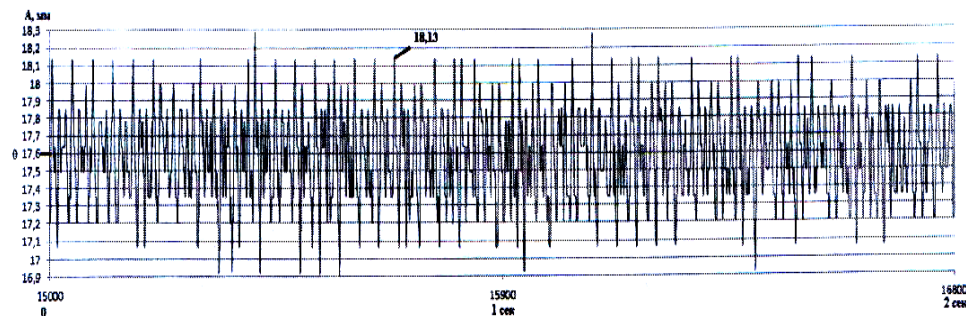


Рис. 6. Віброграма руху робочого органа полічастотної машини



4. Увімкнено верхній маятниковий вібратор з частотою 50 Гц та нижній маятниковий вібратор з частотою коливань 55 Гц і статичним моментом маси дебалансів 0,05 кгм; розмах коливань у режимі биття 1,3 мм (див. рис. 7).

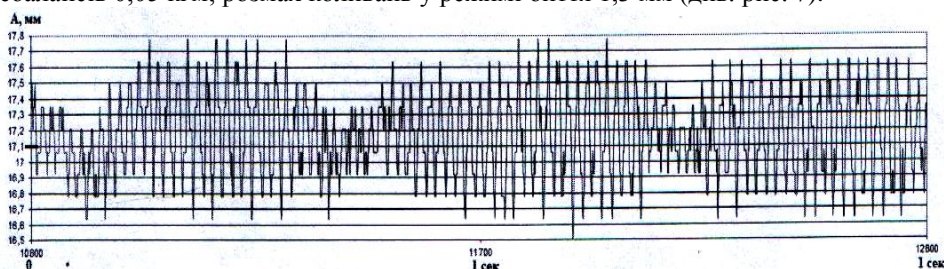


Рис. 7. Віброграма руху робочого органа полічастотної машини

### ВИСНОВКИ

Використовуючи різні співвідношення високої та низької частот, можна отримувати різноманітні форми та розмахи коливань, у тому числі у вигляді биття. Порівняння віброграм, які отримані експериментальним і теоретичним шляхом, свідчить про те, що вони якісно співпадають (кількісна похибка – у межах 10...15%), тобто аналітичні залежності адекватно описують динаміку машини.

#### Перелік посилань

1. Бочарова Е.А. Повышение ресурса вибрационного оборудования для производства бетонных изделий / Е.А. Бочарова // Захист металургійних машин від поломок: зб. наук. праць - Маріуполь: ПДТУ, 2013. – Вип.15. – С. 185-190.
2. Емельяненко Н.Г. Развитие приводов виброформовачных машин / Н.Г. Емельяненко, Е.А. Бочарова // Университетская наука 2011 тезисы докладов. – Мариуполь: ПГТУ, 2011. – Том №2. – С.147-148.
3. Бочарова Е.А. Повышение надежности подшипниковых узлов вибрационного оборудования для производства бетонных изделий / Е.А. Бочарова // Захист металургійних машин від поломок: зб. наук. праць - Маріуполь: ПДТУ, 2011. – Вип.13. – С. 169-171.
4. Артюх В.Г. Нагрузки и перегрузки в металлургических машинах: Монография / В.Г. Артюх. – Мариуполь: ПГТУ, 2008. – 244 с.
5. Бауман В.А., Быховский И.И. Вибрационные машины и процессы в строительстве / В.А. Бауман, И.И. Быховский // М., Высшая школа, 1977. – 547 с.
6. Артюх Г.В. Особенности применения эластомеров для снижения динамических нагрузок в металлургических машинах / Г.В. Артюх // Захист металургійних машин від поломок: зб. наук. праць. – Маріуполь: ПДТУ, 1997. – Вип. 2. – С. 55-159.
7. Артюх Г.В. Инженерные проблемы прочности металлургических машин / Г.В. Артюх В.Г. Артюх // Захист металургійних машин від поломок: зб. наук. праць. – Маріуполь: ПДТУ, 2003. – Вип. 7. – С. 85-96.

Рецензент: д.т.н., проф. В.Г. Артюх

Стаття надійшла 17.10.2014.