



КРИТЕРІЇ НЕОБХІДНОСТІ ВРАХУВАННЯ ВЗАЄМОДІЇ КОЛИВНОЇ СИСТЕМИ ТА ДЖЕРЕЛА ЕНЕРГІЇ У ПРОЦЕСІ ВІБРАЦІЙНОГО ФОРМУВАННЯ БЕТОННИХ БЛОЧКІВ

Дослідження процесів взаємодії твердих та пружних тіл з середовищем, проведене у роботах [1-12], дозволили встановити зміну динамічних характеристик тіл за наявності контакту з середовищем (наприклад, бетонною сумішшю), а також якісно нові явища, які породжуються взаємодією. При цьому, як правило, використовується ідеологія аналізу вільних та вимушених коливань або нестационарного деформування за дії заданих навантажень. Поза розглядом опинилось питання про вплив споживання та випромінювання енергії у середовище (зокрема, у межах моделі системи із розподіленими параметрами) на роботу технічних пристроїв та механізмів збудження, що створюють вказаний вплив (наприклад, у процесі формування бетонних блочків). Цей вплив може бути суттєвим та може обумовлювати появу специфічних динамічних ефектів або бути надто малим (що ним можна знехтувати) у залежності від того, які вихідна потужність пристрою збудження та потужність, яка споживається пружним тілом та середовищем. (Слід зазначити, що вказані вище взаємодії та вплив можуть суттєво змінити якість будівельного матеріалу (виробу), який виготовляється в умовах взаємодії вібраційних полів, машин та оброблюваних бетонних/будівельних сумішей [13, 14]). Якщо ці потужності є порівнюваними величинами одного порядку, то динаміку тіла, взаємодіючого з середовищем, слід розглядати із врахуванням зворотного впливу його на функціонування пристрою збудження. Випадок порівнюваності потужностей відносить розглядуване питання (динаміка тіл, що взаємодіють з середовищем), за термінологією сучасної теорії коливань, до проблеми динамічних систем із обмеженим збудженням [1, 2].

Дана робота присвячена розгляду вказаної проблеми: дослідженню динаміки систем, що контактують із середовищем, за врахування взаємодії системи та пристроїв збудження.

Мета даної роботи полягає у встановленні критеріїв необхідності врахування взаємодії коливної системи ("бетонна суміш + привантаження") та джерела енергії ("вібраційний збуджувач коливань дебалансного типу + робочий орган вібромашини") у межах дискретно-континуального підходу, коли коливна система розглядається як система із розподіленими параметрами, а джерело енергії – як система із зосередженими параметрами.

Для досягнення мети роботи слід визначити умови, коли вплив джерела збуджуючої сили стає суттєвим, побудувати уніфіковані (безрозмірні) критерії, що характеризують властивості джерела по відношенню до параметрів коливної системи. Для спрощення подальших розрахунків розглянемо лінійну коливну систему з одним ступенем свободи руху. Такий модельний аналіз дозволяє отримані критерії для процесів вібраційного формування бетонних блочків розповсюдити і на системи з більшим числом ступенів свободи руху.

Нехай динаміка коливної системи описується рівнянням

$$(m + m_{\epsilon} \cdot a_1) \cdot \ddot{x} + (b + b'_{\epsilon}) \cdot \dot{x} + c \cdot x = F_0 \cdot \cos(\Omega \cdot t), \quad (1)$$

де m – коливна маса системи, m_{ϵ} – маса бетонної суміші, b – коефіцієнт в'язкого опору

руху системи, $b'_{\epsilon} = m_{\epsilon} \cdot \omega \cdot d_1$, a_1, d_1 – хвильові коефіцієнти впливу бетонної суміші [13],

ω – кругова частота коливань системи, x – зміщення системи, яке є функцією часу



$t (\sim \exp\{i \cdot \omega \cdot t\})$, $i = \sqrt{-1}$, c – жорсткість системи, F_0, Ω – амплітуда та кругова частота збуджуючої сили.

Тоді вібраційний момент, що створюється на валу двигуна системи, можна записати у вигляді

$$M_t = \frac{\tilde{b} \cdot \Omega \cdot a_0^2}{2} = \frac{(b + b'_0) \cdot \Omega \cdot a_0^2}{2} = \frac{\tilde{b} \cdot F_0^2}{2} \cdot \frac{\Omega}{(c - \tilde{m} \cdot \Omega)^2 + \tilde{b}^2 \cdot \Omega^2} = \frac{F_0^2 \cdot D_0 \cdot \eta}{c \cdot (1 - \eta^2)^2 + 4 \cdot D_0^2 \cdot \eta^2}, \quad (2)$$

$$\text{де } \tilde{m} = m + m_0 \cdot a_1, \eta = \frac{\Omega \cdot \sqrt{\tilde{m}}}{\sqrt{c}}, D_0 = \frac{\tilde{b}}{2\sqrt{c \cdot \tilde{m}}}.$$

За умов точного резонансу

$$M_{t_{\max}} = \frac{F_0^2}{c} \cdot \frac{1}{4 \cdot D_0}. \quad (3)$$

Для неперервного проходження резонансної області необхідно, щоб максимум характеристики двигуна був більше, ніж вібраційний момент, створюваний коливною системою, а саме

$$M(\Omega, \alpha)_{\max} \geq \frac{F_0^2}{c} \cdot \frac{1}{4 \cdot D_0}. \quad (4)$$

Відомо [12], що усталені режими взаємодії коливної системи та електродвигуна, що працює за статичною характеристикою, будуть нестійкими на спадній гілці резонансної кривої, і тому, використовуючи умови стійкості, наведені у цій роботі, можна визначити області, де спостерігатиметься нестійкість роботи системи

$$M_0 < \frac{F_0^2}{c^2} \cdot \sqrt{c \cdot \tilde{m}} \cdot \frac{A_0}{D_0^2} \cdot (1 + \frac{D_0^2}{2}). \quad (5)$$

У (5) використана константа A_0 , котра для системи з одним ступенем свободи руху дорівнює 0,162. Чисельні розрахунки показують, що для систем з більш складною структурою, зокрема, для систем з двома ступенями свободи руху, константа A_0 змінюється у інтервалі $[0,1; 0,3]$. З (5) витікає, що якщо ввести безрозмірний параметр $A = \frac{M_0 \cdot c^2 \cdot D_0^2}{F_0^2 \cdot \sqrt{c \cdot \tilde{m}}} = \frac{M_0 \cdot \tilde{b}^2 \cdot c^{1/3}}{F_0^2 \cdot \tilde{m}^{3/2}}$, то стійкість усталених режимів взаємодії порушується, коли

$$A \leq A_0 \quad (6)$$

при $A_0 = 0,162$ для систем з одним ступенем свободи руху й $A_0 \in [0,1; 0,3]$ для систем з двома ступенями руху.

Для перехідних режимів важливою характеристикою двигуна є його момент інерції J . Розгін двигуна без врахування взаємодії з коливною системою описується рівнянням

$$J \cdot \frac{d\Omega}{dt} = J \cdot \frac{d\Omega}{d\theta} \cdot \Omega = M_0 \cdot [\alpha(t) - \Omega] = M_0 \cdot (\alpha_0 + \alpha_1 \cdot t - \Omega), \quad (7)$$

розв'язок котрого має вид

$$\Omega = \alpha_0 + \alpha_1 \cdot t + \frac{J}{M_0} \cdot \alpha_1 \cdot (\exp\{-\frac{M_0}{J} \cdot t\} - 1). \quad (8)$$

Після початкового розгону кутова швидкість зростає практично лінійно зі швидкістю $\frac{d\Omega}{dt} = \alpha_1$. Якщо вплив приєднаної коливної системи досить малий (і ним



можна знехтувати), то після деякого початкового інтервалу часу різниця швидкостей $\alpha - \Omega$ прямує до величини

$$(\alpha - \Omega)_1 = (\alpha_1 \cdot J) / M_0. \quad (9)$$

Нерівномірна зміна Ω настає у випадку, коли вібраційний момент, необхідний для підтримки коливань механічної системи у резонансній області, стає порівнюваним із моментом двигуна, тобто коли різниця швидкостей $(\alpha - \Omega)_{\max}$, що визначається рівнянням

$$(\alpha - \Omega)_{\max} = \frac{F_0^2}{c \cdot M(\Omega, \alpha)}, \quad (10)$$

$$M(\Omega, \alpha) = M_0 \cdot (\alpha - \Omega), \quad (11)$$

та $(\alpha - \Omega)_1$ із (9) мають один порядок. Їх рівність дозволяє отримати наступну умову "затримки" двигуна у резонансній області коливної системи

$$\frac{4 \cdot \alpha_1 \cdot J \cdot D_0 \cdot c}{F_0^2} = B_0 = 1. \quad (12)$$

Відповідно, для перехідних режимів критерій обов'язкового врахування взаємодії двигуна та коливної системи на основі співвідношення $(\alpha - \Omega)_{\max} > (\alpha - \Omega)_1$ для

безрозмірного параметру $B = \frac{4 \cdot \alpha_1 \cdot J \cdot D_0 \cdot c}{F_0^2}$ отримує вид

$$B \leq B_0 = 1. \quad (13)$$

Таким чином, на основі наведених вище міркувань можна дійти до висновку, що взаємодія коливної системи та двигуна повинна враховуватись за умови виконання хоча б одного з критеріїв (6) чи (13), зокрема, і у процесах вібраційного формування бетонних блочків.

ВИСНОВКИ

1. Параметри A та B , що входять у критерії необхідності врахування взаємодії механізму збудження та коливного навантаження (6) та (13), виражаються через всі основні фізичні характеристики як двигуна, так і коливної системи.
2. Вони (параметри A та B) змінюються за варіації таких параметрів сукупної системи "оброблювана бетонна суміш + привантаження + робочий орган вібраційної машини + двигун", як нахил характеристики двигуна M_0 , швидкість підведення енергії α_1 , момент інерції двигуна J , амплітуда створюваного двигуном силового впливу F_0 , власна частота коливної системи $\sqrt{c/\tilde{m}}$, її маси $\tilde{m}$, жорсткість c та коефіцієнт опору руху $\tilde{b}$.

Література

1. Нелинейные колебания механических систем/Избранные труды Кононенко В.О. – К.: Наукова думка, 1980. – 384с.
2. Алифов А.А., Фролов К.В. Взаимодействие нелинейных колебательных систем с источником энергии. – М.: Наука, 1985. – 328с.
3. Краснопольская Т.С. Колебания бесконечной пластины, соприкасающейся с жидкостью, при возбуждении вдоль прямой двигателем ограниченной мощности//Прикладная механика. —1988. – Т.24. - № 9. – С. 96-103.
4. Пуст Л. Влияние свойств источника энергии на нестационарные колебания механических систем//Научные проблемы машиностроения. – М.: Наука, 1988. – С. 193-211.

5. Тамм И.Е., Бреховских Л.М. О вынужденных колебаниях бесконечной пластинки, соприкасающейся с водой//Журнал теоретической физики. – 1946. – Т.16. – Вып. 8. – С. 879-888.
6. Фролов К.В., Краснопольская Т.С. Вынужденные колебания круглой пластины в жидкости при ограниченном возбуждении//Машиноведение. – 1981. - № 6. – С. 28-34.
7. Crighton D.G. The free and forced waves on a fluid-loaded elastic plate// J. Sound & Vibration. – 1979. – Vol. 63. – No. 2. – P. 225-235.
8. Crighton D.G., Innes D. Low frequency acoustic radiation and vibration response of locally excited fluid-loaded structures// J. Sound & Vibration. – 1983. – Vol. 91. – No. 2. – P. 293-314.
9. Feit D. Pressure radiated by a point excited elastic plate// J. Acoust. Soc. Am. – 1966. – Vol. 40. – No. 6. – P. 1489-1494.
10. Feit D., Liu Y.N. The nearfield response of a line-driven fluid-loaded plate// J. Acoust. Soc. Am. – 1985. – Vol. 78. – No. 2. – P. 763-766.
11. Strawderman W.A., Ko S.H., Nuttall A.H. The real roots of the fluid-loaded plate// J. Acoust. Soc. Am. – 1979. – Vol. 66. – No. 2. – P. 579-585.
12. Динамика тел, взаимодействующих со средой/Гузь А.Н., Маркуш Ш., Пуст Л. и др./Под ред. А.Н. Гузя. – К.: Наукова думка, 1991. – 392с.
13. Чубук Ю.Ф., Назаренко И.И., Гарнец В.Н. Вибрационные машины для уплотнения бетонных смесей. – К.: Вища школа. Головное изд-во, 1985. – 168с.
14. Сердюк Л.И. Работа управляемого дебалансного возбудителя колебаний в переходном режиме вибромашины//Вопросы виброзащиты и вибротехники. – Новосибирск, 1990. – С. 72-76.