

УДК 534.075.8

Ю.В.ЧОВНЮК^{1,2}, В.Т.КРАВЧУК², М.Г.ДІКТЕРУК²¹Національний університет біоресурсів і природокористування України²Київський національний університет будівництва і архітектури

АНАЛІЗ ПАРАМЕТРИЧНИХ ЗБУДЖЕНЬ ТА РЕЗОНАНСІВ ЗА ПЕРІОДИЧНИМ КУСКОВО-ПОСТІЙНИМ ЗАКОНОМ В УДАРНО-ВІБРАЦІЙНИХ СИСТЕМАХ УЩІЛЬНЕННЯ БЕТОННИХ/БУДІВЕЛЬНИХ СУМІШЕЙ

Визначені умови виникнення та існування параметричних резонансів в ударно-вібраційних системах ущільнення бетонних/будівельних сумішей при періодичному кусково-постійному законі зміни жорсткості робочого органу.

Ключові слова: аналіз, параметричний резонанс, ударно-вібраційні системи, ущільнення, бетонна/будівельна суміш, періодичність, кусково-постійний закон зміни, жорсткість.

Ю.В. ЧОВНЮК^{1,2}, В.Т. КРАВЧУК², М.Г. ДІКТЕРУК²¹Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины²Киевский национальный университет строительства и архитектуры

АНАЛИЗ ПАРАМЕТРИЧЕСКИХ ВОЗБУЖДЕНИЙ И РЕЗОНАНСОВ ПО ПЕРИОДИЧЕСКОМУ КУСОЧНО-ПОСТОЯННОМУ ЗАКОМУ В УДАРНО-ВИБРАЦИОННЫХ СИСТЕМАХ УПЛОТНЕНИЯ БЕТОННЫХ/СТРОИТЕЛЬНЫХ СМЕСЕЙ

Определены условия возникновения и существования параметрических резонансов в ударно-вибрационных системах уплотнения бетонных/строительных смесей при периодическом кусочно-постоянном законе изменения жесткости рабочего органа.

Ключевые слова: анализ, параметрический резонанс, ударно-вибрационные системы, уплотнение, бетонная/строительная смесь, периодичность, кусочно-постоянный закон изменения, жесткость.

Y.V.CHOVNYUK^{1,2}, V.T.KRAVCHYUK², M.G.DIKTERYUK²¹National University of Bioresources and Life Sciences of Ukraine²Kyiv National University of Construction and Architecture

ANALYSIS OF PARAMETRICAL DISTURBANCES AND RESONANCES DURING TO PERIODIC PIECEWISE-CONSTANT LAW IN VIBROIMPACT SYSTEMS FOR SEALING OF CONCRETE/BUILDING MIXTURES

The conditions of beginning and existence of parametrical resonances in vibroimpact systems for sealing of concrete/building mixtures due to periodic piecewise-constant law of changes of working organ's stiffness are determined.

Key words: analysis, parametrical resonance, vibroimpact systems, sealing, concrete/building mixture, periodicity, piecewise-constant law of changes, stiffness.

Постановка проблеми

Останнім часом ударно-вібраційний принцип дії застосовують для низки технологічних процесів з метою їх інтенсифікації (наприклад, ущільнення бетонних/будівельних сумішей). Розрахунок цих машин суттєво відрізняється від розрахунку інших вібромашин. Після обрання схеми вібраційної машини задачами розрахунку є: 1) вибір параметрів схеми, яка забезпечує необхідну (найкращу) кінематику, тобто швидкість, частоту та інші кінематичні показники ударного вузла; 2) визначення сил і відповідних напружень.

При розрахунку ударно-вібраційних машин необхідно: 1) визначити закони руху $x(t)$ всіх деталей машини; 2) перевірити, чи є обрані $x_i(t)$ достатньо стійкими; 3) визначити, чи можна з реальних початкових умов здійснити запуск ударно-вібраційної машини таким чином, щоб вона працювала у необхідному режимі; 4) знайти динамічні сили. У практиці застосовують три алгоритми розрахунку: а) використання відомих результатів аналізу розв'язків рівнянь руху; б) моделювання на ПЕОМ (АОМ); в) використання методів наближеного синтезу [1].

Зазвичай у вібраційних машинах виникають параметричні коливання та резонанси, викликані різноманітними причинами: 1) під дією періодичного поздовжнього збурення змінюються висота циліндричної гвинтової пружини та її еквівалентні жорсткісні й масові характеристики; 2) використання нелінійно-параметричних властивостей пружних елементів та нелінійного збурення дозволяє генерувати суб- та супергармонічні стійкі резонансні коливання; 3) у циліндричних пружинах параметричні властивості має поздовжня жорсткість k_x , й робочі коливання приведеної маси описуються рівнянням Мат'є з правою частиною, у

яку входить питома (на одиницю приведеної маси системи) електромагнітна або інерційна вимушена сила [1]. Задля оптимізації процесу ударно-вібраційного формування (й ущільнення) бетонних/будівельних сумішей можна реалізувати параметричні збудження та резонанси за періодичним кусково-постійним законом зміни жорсткості робочого органу (РО) ударно-вібраційної машини. При цьому обов'язково необхідно врахувати дискретно-континуальні властивості такої ударно-вібраційної машини, котрі впливають на характеристики (амплітуда, частота, зона стійкості) параметричних резонансів, що неминуче виникають у подібних системах. На думку авторів даного дослідження, такі підходи до сих пір не реалізовані, й потреба у проведенні розрахунків параметрів вказаних типів параметричних коливань/резонансів є актуальною, а вирішення проблеми адекватного моделювання подібних ударно-вібраційних систем є нагальною задачею сьогодні.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Параметричні збудження за періодичним кусково-постійним законом при відсутності тертя й з урахованням лінійного (в'язкого) тертя досліджені автором [2]. Проте, у цій роботі розглядається дискретна система, тобто система із зосередженими параметрами, яка знаходиться під впливом вказаного збудження.

При об'ємному формуванні/ущільненні бетонних/будівельних сумішей (як при вібраційному, так і при ударно-вібраційному впливі) виникає перехід їх у стан тиксотропії, у результаті чого суміш стає більш рухливою, з неї видаляється більша частина повітря, здійснюється обмашування мінеральних часточок в'язким, заповнюються в'язким найменші за розміром тріщини, руйнуються дефектні агрегати суміші, відбувається переорієнтація мінеральних часточок з утворенням більш щільного пакування [4]. Для визначення технологічних параметрів вібраційного впливу на суміш, яка ущільнюється, й на основні параметри (ударно-)вібраційної машини необхідно, на думку авторів [4], досліджувати взаємодію у вертикальному напрямку форми з укладеною у неї бетонною/будівельною сумішшю, котру у розрахунковій динамічній системі зазвичай представляють реологічною моделлю. При цьому найбільшу точність у описі взаємодії РО з середовищем, яке ущільнюється, дають реологічні моделі, у котрих оброблюване вібрацією середовище представлено саме у вигляді системи з розподіленими параметрами, фізико-механічні характеристики котрих знаходять з виразів, отриманих для опису закону розповсюдження хвиль деформацій у середовищі, що ущільнюється, при вібраційному впливі на нього [3,4]. Тому, для визначення основних параметрів вібраційного майданчика необхідно досить точно визначити його силову взаємодію з бетонною/будівельною сумішшю.

При поверхневому формуванні/ущільненні бетонної/будівельної суміші необхідно дослідити взаємодію вібраційної плити РО (який працює в ударно-вібраційному режимі) з об'єктом впливу (сумішшю) [5]. Слід зазначити, що при цьому дослідженні саме фізико-механічні характеристики середовища, яке ущільнюється, багато у чому визначають поведінку динамічної системи ударно-вібраційної машини й суттєво впливають на визначення її основних параметрів. Доволі точне виявлення фізико-механічних властивостей середовища, яке ущільнюється, дозволяє встановити раціональний закон руху й стійкий режим роботи такої ударно-вібраційної машини, правильно обрати технологічні параметри удару й вібраційного впливу на оброблюване середовище, використання котрих забезпечує ефективне ущільнення з малою енергомісткістю.

Зазвичай, при поверхневому (як і при об'ємному) формуванні/ущільненні бетонної/будівельної суміші ударно-вібраційним способом фізико-механічні характеристики деформованого середовища, взаємодіючого з ударно-вібраційним РО, представляють у вигляді дискретно-континуальної реологічної моделі: а) пружної моделі Гука; б) в'язко-пружного тіла [3-5] у вигляді моделі Кельвіна – Фойгта чи Максвелла; в) в'язкого тіла, яке описується моделлю Ньютона; г) моделі в'язко-пластичного тіла Шведова – Бінгама. При цьому слід зазначити, що найбільш точний опис взаємодії РО ударно-вібраційної машини для поверхневого ущільнення вказаних вище сумішей дає представлення середовища, що ущільнюється, у вигляді системи з розподіленими параметрами, яка враховує пружні та в'язкі його властивості [3-5]. Саме таке представлення оброблюваного середовища дозволяє досить точно визначити раціональні параметри ударно-вібраційної машини й режими ударно-вібраційного впливу на суміш, яка формується, оскільки враховує вплив змінних фізико-механічних характеристик середовища, що ущільнюється, а саме: його частоту й амплітуду ударів та вібраційного впливу, товщину ущільнюваного прошарку у процесах ударно-вібраційного поверхневого/об'ємного ущільнення/формування бетонних/будівельних сумішей.

У цитованих вище роботах було прийняте суттєве обмеження (умова), що полягає у наступному: суміш, яка ущільнюється, має однорідну структуру та її коливання під дією ударно-вібраційного збурення можна описувати відповідним хвильовим рівнянням. Крім того, враховуються сили тертя, що виникають всередині суміші між окремими її складовими при переорієнтації мінеральних часточок та їх зближенні, деформації, перерозподілі в'язкого. Тому для обґрунтування раціональних параметрів ударно-вібраційної машини й визначення необхідного режиму ударно-вібраційного впливу слід враховувати дію виникаючих сил опору суміші при ударах/коливаннях РО машини.

Результати робіт [2-5] частково використані у даному дослідженні. Слід зазначити, що параметричні збудження та резонанси, що виникають у будівельних/бетонних сумішах при їх ударно-вібраційному формуванні/ущільненні до сих пір детально не досліджені. Тому ця робота присвячена саме цій проблемі й пропонує її розв'язок.

Мета роботи

Мета даної роботи полягає у обґрунтуванні дискретно-континуальної моделі, яка адекватно описує процеси формування/ущільнення бетонних/будівельних сумішей, й виявляє основні закономірності/умови виникнення (і стійкості) параметричних збуджень/резонансів у середовищі, яке ущільнюється, при застосуванні ударно-вібраційних способів впливу на нього. При цьому основною причиною виникнення параметричних явищ в ущільнюваній таким способом суміші є зміна у часі за періодичним кусково-постійним законом жорсткості РО машини.

Викладення основного матеріалу дослідження

1. Аналіз стійкості коливань віброударної системи за відсутності тертя.

Позначимо $q = q(t)$ збудрення основного коливання віброударної системи (ВУС) об'ємного/поверхневого способу ущільнення суміші. Використовуючи результати робіт [3-5] для випадку, коли квадрат частоти основного коливання системи змінюється за періодичним кусково-постійним законом (за рахунок зміни жорсткості РО ВУС), (Рис. 1), можна записати диференціальне рівняння для $q(t)$, що описує варіацію стаціонарного режиму коливань й визначає стійкість (умови стійкості) коливань основного типу:

$$\ddot{q} + k_0^2 \cdot (1 \pm \mu) \cdot q = 0, \tag{1}$$

де: $\mu = \frac{\Delta k^2}{k_0^2}$, $k_0^2 = \frac{c + c_{np}}{M + m_{np}}$, c – жорсткість (основна) РО ВУС, M – маса форми з сумішшю, (c_{np} , m_{np}) – відповідно, жорсткість й маса (приєднані) суміші, котрі розраховуються методами, викладеними у [3-5].

У зв'язку з тим, що протягом кожного напівперіоду $T/2 = \pi/k_0$ диференціальне рівняння має постійні коефіцієнти, можна використати спосіб припасовування, викладений у [2]. Введемо позначення: $k_1 = k_0 \cdot \sqrt{1 + \mu}$, $k_2 = k_0 \cdot \sqrt{1 - \mu}$. стійкість чи не стійкість основного коливання ВУС визначається значеннями модуля λ , які можна знайти з наступного квадратного рівняння:

$$\lambda^2 - 2A\lambda + 1 = 0, \tag{2}$$

де для зручності позначено:

$$A = \cos\left(\frac{k_1 T}{2}\right) \cdot \cos\left(\frac{k_2 T}{2}\right) - \frac{(k_1^2 + k_2^2)}{2k_1 k_2} \cdot \sin\left(\frac{k_1 T}{2}\right) \cdot \sin\left(\frac{k_2 T}{2}\right) = \cos\{\pi\alpha\sqrt{1 + \mu}\} \cdot \cos\{\pi\alpha\sqrt{1 - \mu}\} - \frac{1}{\sqrt{1 - \mu^2}} \cdot \sin(\pi\alpha\sqrt{1 + \mu}) \cdot \sin(\pi\alpha\sqrt{1 - \mu}), \tag{3}$$

причому $\alpha = k_0 \cdot T / (2\pi)$ – є відношення середнього значення k_0 власної частоти ВУС до частоти пульсації параметра (жорсткості ВУС, а саме, її РО).

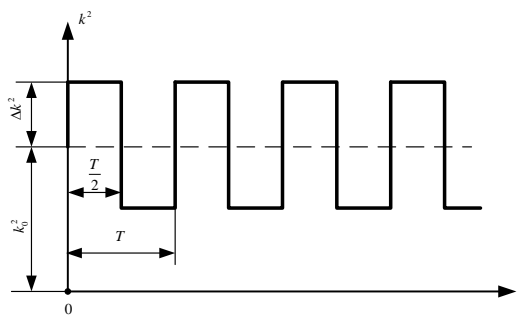


Рис. 1. Зміна параметра ВУС (жорсткості) відповідає періодичному кусково-постійному закону

Корені рівняння (2) наступні:

$$\lambda_1 = A - \sqrt{A^2 - 1}, \quad \lambda_2 = A + \sqrt{A^2 - 1}. \tag{4}$$

Вважаємо, що числа $\lambda_{1,2}$ повинні бути дійсними [2], як це й передбачається за змістом задачі, котра розв'язується. (Параметр λ введений таким чином, щоб стверджувати наступне: після закінчення розгляданого періоду T координата q й узагальнена швидкість \dot{q} змінюються у λ разів). Тоді:

$$|A| > 1, \tag{5}$$

тобто або $A > 1$, або $A < -1$. Але у обох цих випадках модуль одного з коренів (4) більше одиниці:

$$\begin{cases} \text{якщо } A > 1, \text{ тоді } \lambda_2 > 1; \\ \text{якщо } A < -1, \text{ тоді } |\lambda_1| > 1. \end{cases} \quad (6)$$

Отже, при виконанні нерівності (5) коливання ВУС з кожним новим періодом T будуть збільшуватись. Нерівність (5) представляє собою не тільки умову дійсності множника λ , але одночасно й умову виникнення у ВУС параметричного резонансу (за відсутності у системі тертя). Оскільки значення A залежить від двох постійних системи α й μ , тоді їх значення повністю визначають умови стійкості ВУС.

На рис. 2 подана побудована за допомогою умови (5) діаграма стійкості ВУС, вповодж висей котрої відкладені значення $4\alpha^2$ й $2\mu\alpha^2$. У не заштрихованих областях значення параметрів α та μ такі, що умова (5) виконується, тобто ВУС нестійка (у системі виникає параметричний резонанс). Заштриховані області діаграми відповідають стійким станам ВУС (параметричні резонанси відсутні). За допомогою такої діаграми (рис. 2) можна одразу з'ясувати стійкість ВУС за даними значеннями α та μ без всіляких інших додаткових обчислень.

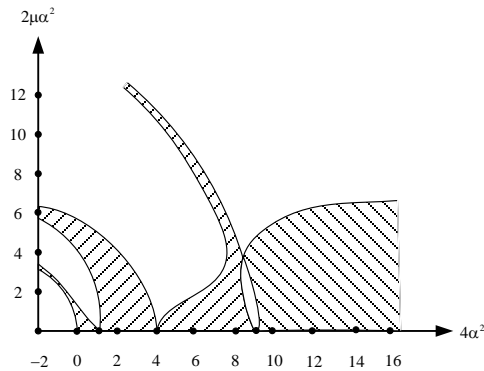


Рис. 2. Діаграма стійкості віброударної системи (при відсутності тертя) у площині $(4\alpha^2; 2\mu\alpha^2)$: а) заштриховані області відповідають стійким станам; б) не заштриховані області відповідають параметричним резонансам

Перш за все звернемо увагу на ті зони областей нестійкості ВУС, котрі розміщені поблизу горизонтальної осі, тобто відповідають малим значенням параметра μ . Як видно, у цих зонах $4\alpha^2 \approx n^2$, тобто:

$$\alpha \approx n/2 \quad (n = 1, 2, \dots). \quad (7)$$

Те ж саме можна знайти з (3), поклавши $\mu = 0$. Дійсно: $A = \cos^2 \pi\alpha - \sin^2 \pi\alpha = \cos(2\pi\alpha)$, тобто при довільних значеннях α маємо $|A| \leq 1$. Рівність $|A| = 1$, яка відповідає виникненню параметричного резонансу, можлива при умові, що аргумент $2\pi\alpha$ задовольняє рівності:

$$2\pi\alpha = \pi \cdot n, \quad (n = 1, 2, \dots), \quad (8)$$

з котрої також випливає співвідношення (7).

Таким чином, якщо виконується умова (7), тоді параметричний резонанс ВУС виникає за будь-якої малої глибини пульсації μ (по суті, жорсткості РО ВУС). При цьому основне значення має випадок $n = 1$, коли $\alpha = 1/2$, тобто коли середнє значення власної частоти ВУС вдвічі менше частоти параметричного збудження. При значній глибині пульсації й суттєвій відмінності μ від нуля параметричний резонанс ВУС виникає у цілих областях значень α , розміщених поблизу значень (7); чим більше задане значення μ , тим більш широкими є ці області. З цієї причини відстроювання від параметричного резонансу ВУС важче, ніж від звичайного резонансу; параметричний резонанс ВУС більш небезпечний, ніж звичайний резонанс, ще й з тієї причини, що лінійне демпфування (яке взагалі вище не враховувалось) лише дещо звужує області нестійкості функціонування ВУС, але не здатне обмежити зростання амплітуд коливань у цих областях. (Слід зазначити, що при дії нелінійно-в'язких сил тертя амплітуди коливань виявляються обмеженими) [2].

2. Аналіз стійкості коливань ВУС при наявності в'язкого тертя.

За наявності в'язкого тертя у ВУС замість диференціального рівняння (1) матимемо:

$$\ddot{q} + 2h\dot{q} + k_0^2 \cdot (1 \pm \mu) \cdot q = 0, \quad (9)$$

у якому $h = b/(2a)$, де b – коефіцієнт в'язкості; $a = M + m_{np}$.

Використовуючи метод припасовування [2] коефіцієнт λ тепер знаходимо з умови:

$$\det \|U\| = 0, \quad (10)$$

де $\|U\|$ – матриця $\dim \|U\| = [4 \times 4]$, елементи котрої мають наступний вид:

$$\begin{aligned}
 u_{11} &= \sin\left(\frac{k_1^* \cdot T}{2}\right); \quad u_{12} = \cos\left(\frac{k_1^* \cdot T}{2}\right); \quad u_{13} = -\sin\left(\frac{k_2^* \cdot T}{2}\right); \quad u_{14} = -\cos\left(\frac{k_2^* \cdot T}{2}\right); \\
 u_{21} &= \left[-h \sin\left(\frac{k_1^* \cdot T}{2}\right) + k_1^* \cdot \cos\left(\frac{k_1^* \cdot T}{2}\right)\right]; \quad u_{22} = \left[-h \cos\left(\frac{k_1^* \cdot T}{2}\right) - k_1^* \cdot \sin\left(\frac{k_1^* \cdot T}{2}\right)\right]; \\
 u_{23} &= \left[h \sin\left(\frac{k_2^* \cdot T}{2}\right) - k_2^* \cdot \cos\left(\frac{k_2^* \cdot T}{2}\right)\right]; \quad u_{24} = \left[h \cos\left(\frac{k_2^* \cdot T}{2}\right) + k_2^* \cdot \sin\left(\frac{k_2^* \cdot T}{2}\right)\right]; \\
 u_{31} &= 0; \quad u_{32} = \lambda; \quad u_{33} = -e^{-hT} \cdot \sin(k_2^* \cdot T); \quad u_{34} = -e^{-hT} \cdot \cos(k_2^* \cdot T); \\
 u_{41} &= \lambda \cdot k_1^*; \quad u_{42} = -\lambda \cdot h; \quad u_{43} = e^{-hT} \cdot \left[h \sin(k_2^* \cdot T) - k_2^* \cdot \cos(k_2^* \cdot T)\right]; \quad u_{44} = e^{-hT} \cdot \left[h \cos(k_2^* \cdot T) + k_2^* \cdot \sin(k_2^* \cdot T)\right].
 \end{aligned}
 \tag{11}$$

У (11) прийняті позначення:

$$k_1^* = \sqrt{k_1^2 - h^2} = \sqrt{(1 + \mu) \cdot k_0^2 - h^2}, \quad k_2^* = \sqrt{k_2^2 - h^2} = \sqrt{(1 - \mu) \cdot k_0^2 - h^2}.
 \tag{12}$$

Слід зазначити, що у [2] наведені вирази типу (11), але є помилки у визначенні деяких u_{ij} , $(i, j) = (1, 4)$. У даній роботі ці недоліки усунуті.

Якщо розгорнути визначник $\|U\|$, тоді матимемо квадратне рівняння для λ :

$$\lambda^2 - 2A_1 \cdot \lambda + B_1 = 0,
 \tag{13}$$

де введені наступні позначення:

$$\begin{aligned}
 A_1 &= -\frac{I_2}{2I_1}; \quad B_1 = \frac{I_3}{I_1}; \quad I_1 = (-k_1^*) \cdot \begin{vmatrix} u_{13} & u_{14} \\ u_{23} & u_{24} \end{vmatrix}; \quad I_2 = (u_{43} + u_{33} \cdot h) \cdot \begin{vmatrix} u_{11} & u_{14} \\ u_{21} & u_{24} \end{vmatrix} - (u_{44} + u_{34} \cdot h) \cdot \begin{vmatrix} u_{11} & u_{13} \\ u_{21} & u_{23} \end{vmatrix} + \\
 &+ k_1^* \cdot \left\{ u_{33} \cdot \begin{vmatrix} u_{12} & u_{14} \\ u_{22} & u_{24} \end{vmatrix} - u_{34} \cdot \begin{vmatrix} u_{12} & u_{13} \\ u_{22} & u_{23} \end{vmatrix} \right\}; \quad I_3 = (u_{33} \cdot u_{44} - u_{34} \cdot u_{43}) \cdot \begin{vmatrix} u_{11} & u_{12} \\ u_{21} & u_{22} \end{vmatrix}.
 \end{aligned}
 \tag{14}$$

У кожному конкретному випадку за заданими значеннями k_0, μ, h, T можна обчислити значення A_1 та B_1 , а потім визначити корені λ_1 та λ_2 квадратного рівняння (13):

$$\lambda_{1,2} = A_1 \pm \sqrt{A_1^2 - B_1}.
 \tag{15}$$

Ознакою нестійкості слугує дійсне значення коренів $\lambda_{1,2}$ для даної ВУС й нерівність $|\lambda| > 1$ для найбільшого за модулем кореня.

Для існування нестійкості ВУС даного типу необхідно, щоб виконувалась умова:

$$|A_1| > \sqrt{B_1},
 \tag{16}$$

яка є більш жорсткою, ніж умова $|A| > 1$, отримана вище для випадку відсутності тертя у ВУС. Зокрема, при $h > 0$ й $\mu \rightarrow 0$ умова (16) не виконується, тобто параметричний резонанс неможливий. Це означає, що для виникнення параметричного резонансу необхідна деяка, досить велика, глибина пульсації (коефіцієнта жорсткості ВУС) μ . У цілому тертя справляє стабілізуючу дію й призводить до деякого звуження областей нестійкості ВУС.

Слід зазначити й умови існування інших станів ВУС.

А. Якщо виконується умова:

$$\left| A_1 \pm \sqrt{A_1^2 - B_1} \right| < 1,
 \tag{17}$$

тоді коливання у ВУС затухають з плином часу.

Б. Якщо виконується умова:

$$\left| A_1 \pm \sqrt{A_1^2 - B_1} \right| = 1 \Leftrightarrow \begin{cases} A_1^2 = B_1; \\ |A_1| = 1; B_1 = 1, \end{cases} \quad (18)$$

тоді у ВУС існують стаціонарні коливання.

В. «Порогові» значення $h_{пор.}$, за яких у ВУС, при наявності тертя, можливі параметричні явища та резонанси визначається з умови:

$$\begin{vmatrix} u_{11} & u_{12} & u_{13} & u_{14} \\ u_{21} & u_{22} & u_{23} & u_{24} \\ 0 & 1 & u_{33} & u_{34} \\ k_1^* & -1 & u_{43} & u_{44} \end{vmatrix} = 0. \quad (19)$$

Для існування параметричних резонансів у ВУС повинна виконуватись умова: $h > h_{пор.}$. Зрозуміло, що $h_{пор.}$ залежить від μ , k_0 , T .

При аналізі вимушених коливань ВУС (вище у дослідженні вивчались лише її власні коливання) і за наявності нелінійних властивостей жорсткості (типу нелінійного закону Гука для пружини РО) виникають ще й супер- та субрезонанси, які накладаються на параметричні резонанси системи. При цьому виникає залежність частоти коливань ВУС (ω) від їх амплітуди (A), зображена на рис. 3 (для «жорсткої» характеристики відновлюваної сили пружини РО), а зміна частоти коливань при її зростанні ($\omega_1 \rightarrow \omega_2$) та при її падінні ($\omega_2 \rightarrow \omega_1$) відбувається стрибкоподібно і за різними траєкторіями.

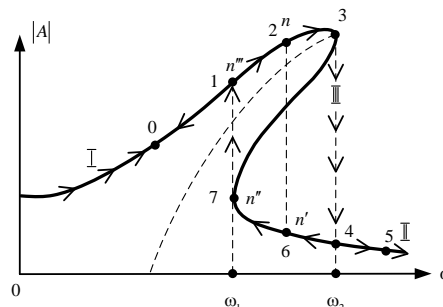


Рис. 3. Залежність $|A|$ від ω : а) при $\omega_1 \rightarrow \omega_2$ (1-2-3-4-5); б) при $\omega_2 \rightarrow \omega_1$ (4-6-7-1-0)

Висновки

1. Обґрунтована модель для аналізу параметричних збуджень та резонансів за періодичним кусково-постійним законом зміни у часі жорсткості ВУС ущільнення бетонних/будівельних сумішей при об'ємному/поверхневому способі їх формування, яка є дискретно-континуальною по своїй суті.
2. Встановлені умови виникнення параметричних явищ у ВУС даного типу при відсутності та за наявності тертя (в'язкого типу).
3. Отримані у даній роботі результати можуть у подальшому слугувати для уточнення й вдосконалення існуючих інженерних методів розрахунку ВУС для формування/ущільнення бетонних або будівельних сумішей об'ємним чи поверхневим способом, в яких враховані їх дискретні та континуальні властивості.

Список використаної літератури

1. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т./Ред. совет: В.Н. Челомей (пред.). – М.: Машиностроение, 1981. – Т. 4. Вибрационные процессы и машины/Под ред. Э.Э. Лавендела. 1981. -509с.
2. Пановко Я.Г. Введение в теорию механических колебаний/Я.Г. Пановко. – М.: Наука, 1991. – 256с.
3. Ловейкін В.С. Ідентифікація механічних властивостей ґрунтів сільськогосподарського призначення шляхом дослідження коливань їх зразків/В.С. Ловейкін, Ю.В. Човнюк, Л.А. Дяченко//автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – Львів: Вид-во Львівської політехніки, 2011. – Вип.. 45. – С. 103-109.
4. Маслов А.Г. Исследование взаимодействия виброплощадки с бетонной смесью/А.Г. Маслов, О.О. Колесник//Вісник КрНУ імені Михайла Остроградського. – Кременчук, 2016. – Вип. 1(96). – С. 51-57.
5. Маслов А.Г. Исследование взаимодействия вибрационной плиты рабочего органа с уплотняемой бетонной смесью/А.Г. Маслов, Ю.С. Саленко, И.И. Жовтяк//Вісник КрНУ імені Михайла Остроградського. - Кременчук, 2016. – Вип.. 5(100). – С. 51-57.