

І. МАШИНОБУДУВАННЯ ТА МАТЕРІАЛОБРОБКА

УДК 624.132.002.51.001.24

Назаренко І.І.

Свідерський А.Т.

Дєдов О.П.

(Київський національний університет будівництва і архітектури)

АНАЛІЗ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ СТРУКТУРНИХ І КОНСТРУКТИВНИХ СХЕМ ВІБРОУДАРНИХ МАШИН БУДІНДУСТРІЇ

В статье обосновывается усиление колебаний и передача дополнительной энергии от рабочего органа к обрабатываемой среде за счет управления движением колеблющихся масс.

Эффективность новых решений доказывается аналитическими и экспериментальными исследованиями.

Strengthening of vibrations is grounded in the article, transmission of additional energy managing motion of hesitating the masses to the processed environment a working organ.

Efficiency of new decisions is well-proven in analytical and experimental researches.

Вступ

Віброударні машини широко використовуються в різних галузях народного господарства. Ефективне поєднання удару і вібрації відкриває можливість їх використання в будіндустрії для ущільнення будівельних сумішей.

Постановка завдання

В роботі пропонуються принципово нові структурні та конструктивні схеми віброударних машин на основі поєднання синфазних і антифазних рухів чотирьох-масних систем.

Основна частина

Для теоретичних досліджень системи „вібротрамбовка – середовище” прийнята схема рис. 1, яка включає в себе середовище, що ущільнюється і виражене коефіцієнтами опору b_a та жорсткості c_a , вібротрамбовку, яка складається з трьох мас m_1, m_2, m_3 з'єднаних між собою пружними елементами жорсткістю c_1, c_2, c_3 , між масами m_1 і m_2 можливий удар через буфер жорсткістю c_6 та коефіцієнтом опору b_6 . Вібротрамбовка використовується як навісне обладнання до екскаватора, з'єднання вібротрамбовки з стрілою екскаватора m_4 здійснюється за рахунок обладнання котре має жорсткість c_6 та коефіцієнт опору b_6 .

Ущільнення будівельної суміші може відбуватись під дією двох складових: динамічної, яку створюють коливання з заданою частотою та амплітудою, та статичної, що виникає в результаті дії сил ваги трамбівки та гідравлічної сили F_{np} на стрілі екскаватора.

Таким чином регулювання режимів процесу ущільнення може здійснюватись як за рахунок зміни динамічної дії (частота та амплітуда коливань) так і за рахунок зміни статичного тиску на середовище, що ущільнюється. В результаті поєднання таких дій передбачається отримання оптимальних режимів роботи на всіх стадіях ущільнення.

Для складання рівнянь руху використаємо принцип Гамільтона [2, 3, 5, 6], у відповідності до якого отримані рівняння руху мас системи, яка зображена на рис. 1.

Забезпечення значної технологічності вібротрамбівки, як і інших вібро-ущільнюючих машин, значною мірою залежить від фізичної та математичної моделей вібросистеми “трамбовка - ґрунт”, яка адекватно відповідає реальним умовам робочого процесу.

Рух мас системи може здійснюватись за двох випадків:

рух без удару між масами m_1 і m_2 :

$$\begin{aligned}
 m_1 \ddot{x}_1 + b_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_3) + c_1(x_1 - x_3) + b_r \dot{x}_1 + c_r x_r &= 0, \\
 m_2 \ddot{x}_2 + b_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) + c_2(x_2 - x_3) &= F_{\text{гид}}, \\
 m_3 \ddot{x}_3 + b_2(\dot{x}_3 - \dot{x}_2) + c_2(x_3 - x_2) + b_1(\dot{x}_3 - \dot{x}_1) + \\
 + c_1(x_3 - x_1) + b_b(\dot{x}_3 - \dot{x}_4) + c_b(x_3 - x_4) &= -F_{\text{гид}}, \\
 m_4 \ddot{x}_4 + b_b(\dot{x}_4 - \dot{x}_3) + c_b(x_4 - x_3) &= -F_{\text{пр}}.
 \end{aligned} \tag{1}$$

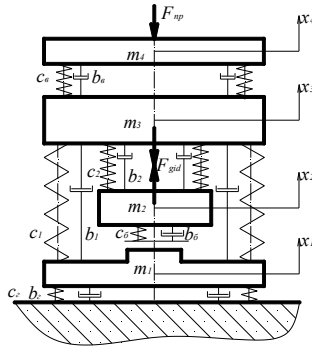


Рис. 1 – Розрахункова схема системи „вібротрамбовка – ґрунт”

Рух мас системи може здійснюватись за двох випадків:

1) рух без удару між масами m_1 і m_2 :

$$\begin{aligned}
 m_1 \ddot{x}_1 + b_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_3) + c_1(x_1 - x_3) + b_r \dot{x}_1 + c_r x_r &= 0, \\
 m_2 \ddot{x}_2 + b_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) + c_2(x_2 - x_3) &= F_{\text{гид}}, \\
 m_3 \ddot{x}_3 + b_2(\dot{x}_3 - \dot{x}_2) + c_2(x_3 - x_2) + b_1(\dot{x}_3 - \dot{x}_1) + \\
 + c_1(x_3 - x_1) + b_b(\dot{x}_3 - \dot{x}_4) + c_b(x_3 - x_4) &= -F_{\text{гид}}, \\
 m_4 \ddot{x}_4 + b_b(\dot{x}_4 - \dot{x}_3) + c_b(x_4 - x_3) &= -F_{\text{пр}}.
 \end{aligned} \tag{1}$$

2) рух коли відбувається удар між масами m_1 і m_2 :

$$\begin{aligned}
 m_1 \ddot{x}_1 + b_6(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + c_6(x_1 - x_2) + b_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_3) + \\
 + c_1(x_1 - x_3) + b_r \dot{x}_1 + c_r x_r &= 0, \\
 m_2 \ddot{x}_2 + b_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) + c_2(x_2 - x_3) + b_6(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + \\
 + c_6(x_2 - x_1) &= F_{\text{гид}}, \\
 m_3 \ddot{x}_3 + b_2(\dot{x}_3 - \dot{x}_2) + c_2(x_3 - x_2) + b_1(\dot{x}_3 - \dot{x}_1) + \\
 + c_1(x_3 - x_1) + b_b(\dot{x}_3 - \dot{x}_4) + c_b(x_3 - x_4) &= -F_{\text{гид}}, \\
 m_4 \ddot{x}_4 + b_b(\dot{x}_4 - \dot{x}_3) + c_b(x_4 - x_3) &= -F_{\text{пр}}.
 \end{aligned} \tag{2}$$

де $F_{\text{гид}} = f(t)$ - змушуюча сила;

$F_{\text{пр}} = f(t)$ - притискуюча сила на стрілі екскаватора.

Найбільші труднощі виникають при виборі моделі ґрунту, що обумовлено відсутністю загально-прийнятого підходу до визначення його характеристик ґрунту, їх функціональних залежностей від параметрів вібрації. Існує два принципові підходи до моделювання ґрунту, (який підлягає вібраційному процесу): моделювання інерційно-пружних та дисипативних властивостей, які притаманні будь-якій вібраційній системі, дискретними або розподіленими параметрами. Критерієм визначення тої чи іншої системи є співвідношення часу вібрації t_e до часу розповсюдження хвиль в ґрунті $t_{xв}$ [7, 8]:

$$t_e < t_{xв} \tag{3}$$

Час вібрації визначається частотою коливань, а час розповсюдження хвиль залежить від довжини хвилі λ і висоти ґрунту на яку розповсюджуються ці хвилі.

При виконанні першої умови співвідношення (3) систему можна моделювати дискретними параметрами, а за умов другого співвідношення (3) в системі проявляються пружні сили і виникає потреба переходити до більш складної моделі системи з розподіленими параметрами. Критерій (3) для обмежених за висотою систем дає позитивні результати, однак для поверхневого ущільнення виникає проблема визначення координати за глибиною, де можна застосовувати критерій (3). У першому наближенні для дослідження загального руху вібротрамбовки будемо моделювати ґрунт розподіленими параметрами.

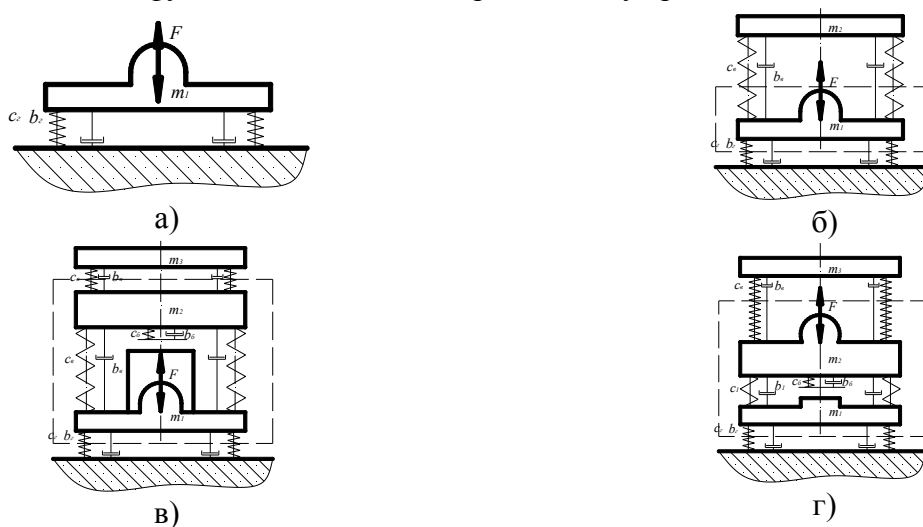
Складність процесів, що відбуваються при ущільненні будівельних сумішей безумовно затрудняє вирішення задач вибору та обґрунтування моделей ущільнюючих машин, а тим паче дати однозначну відповідь щодо режимів роботи таких машин. Методи рішення таких задач пов'язані з розв'язком диференціальних рівнянь, які лише для найпростіших динамічних систем мають аналітичний розв'язок, а в інших випадках розв'язку не існує, або він надто громіздкий. Крім цього аналітичний розв'язок таких рівнянь не завжди відображає реальні процеси і не дає можливості наочно побачити картину процесу ущільнення.

Існує декілька методів наближеного розрахунку складних систем диференціальних рівнянь, які покладені в основу сучасного програмного забезпечення для проектування будівельних конструкцій та машинобудування. Таке програмне забезпечення розраховане на користувача, метою якого є проектування машин чи конструкцій на рівні інженера чи проектувальника, а тому не дає можливість проаналізувати розрахунок та внести корективи в його алгоритм, що, звичайно, обмежує можливості користувача як науковця.

Для об'єктивного аналізу та вивчення динамічних систем необхідно мати математичний апарат, що орієнтований на вивчення процесів при ущільненні будівельних сумішей вібраційними машинами. При цьому варто використати еволюційний підхід, який передбачає аналіз роботи програми для найбільш вивченої, найпростішої одномасної динамічної системи (рис.2, а) з подальшим ускладненням її (рис.2, б-г, рис.3).

Таким чином був розроблений алгоритм розв'язку диференціальних рівнянь методом Рунге-Кутта 4-го порядку для наведених систем і на його основі створена програма для ЕОМ, яка дала можливість отримати чисельний розв'язок таких рівнянь. Використання методу Рунге-Кутта 4-го передбачає ряд переваг перед іншими методами:

- цей метод є одноступеневим та з одним кроком;
- потребує інформацію лише про одну точку;
- має невелику похибку;
- значення функції обчислюється при кожному кроці.



а) – одномасної; б) – двомасної; в), г) – трьохмасових

Рис.2 – Схеми вібраційних систем

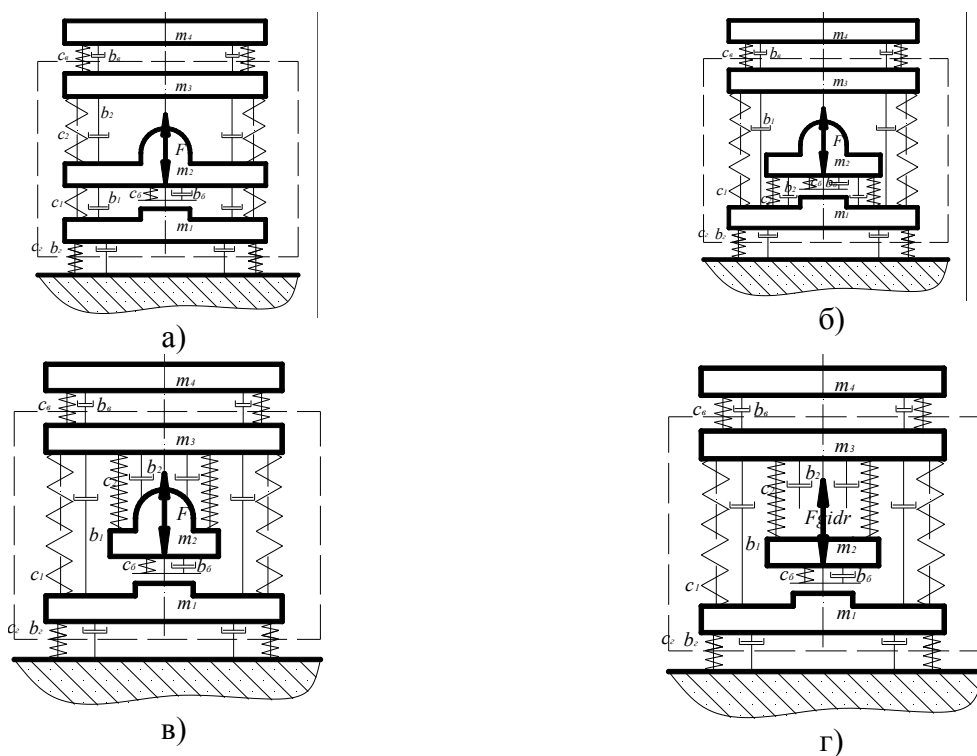


Рис.3 – Схеми чотирьохмасних вібраційних систем

Модель (див. рис.2, а) являє собою одномасну вібраційну систему, що приводиться в рух відцентровим віброзбудником коливань. Така система є найбільш вивченою, тому була використана для перевірки коректності роботи загального алгоритму розрахунку. Характер руху маси m_1 (рис. 4) за результатами роботи програми цілком достовірно відображає аналітичний розв'язок диференційного рівняння, що являє собою синусоїду.

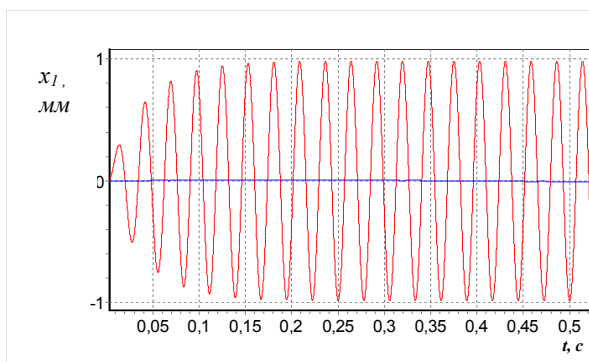


Рис. 4 – Віброграма руху одномасної вібраційної

Як виявилось чисельний метод розрахунку дає можливість отримати віброграми руху не лише у сталому режимі а і в перехідних. Так рух маси m_1 (рис. 4) відбувається із стану спокою (частота коливань $\omega = 0$) з поступовим зростанням частоти коливань до заданої, що реально відображено на віброграмі. Таким чином не складає великих труднощів отримання віброграми для будь-якої частоти коливань системи у сталому режимі. На основі таких віброграм було побудовано амплітудно-частотну характеристику одномасної системи (рис. 5), яка за якісними показниками цілком відповідає класичній теорії коливань для одномасної системи з відцентровим віброзбудником. Чіткий прояв максимуму на графіку свідчить про резонансний режим в системі.

Динамічна система (див рис.1, б) є більш складною, але теж достатньо вивченою, тому результатами розрахунку такої системи на ЕОМ теж можна скористатися для перевірки коректності роботи алгоритму. На рис.6. наведено віброграму руху двомасної системи з відцентровим віброзбудником, що розміщений на масі m_1 . Маса m_2 є віброізольованою масою (конструкція базової машини), що очевидно з огляду віброграми (рис. 6).

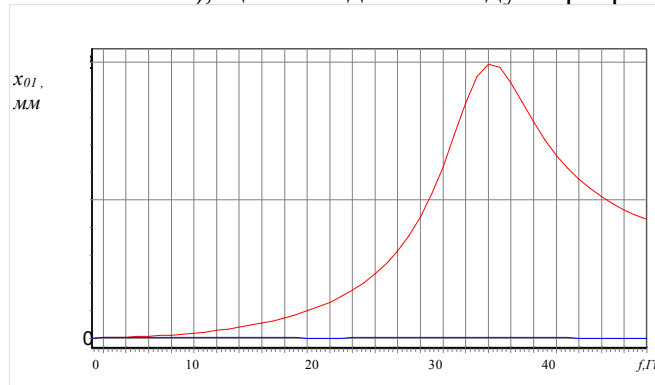


Рис.5. – Амплітудно-частотна характеристика одномасної вібраційної системи.

Аналіз амплітудно-частотної характеристики двомасної системи (рис.7) показує про адекватність її основам класичної теорії коливань, що ще раз підтверджує правильність роботи програми.

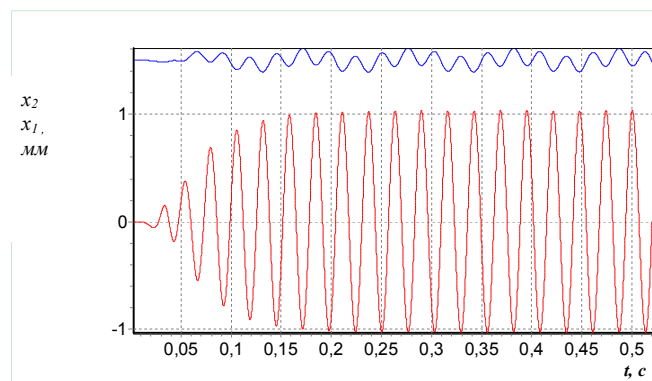


Рис. 6 – Віброграма руху двомасної вібраційної системи.

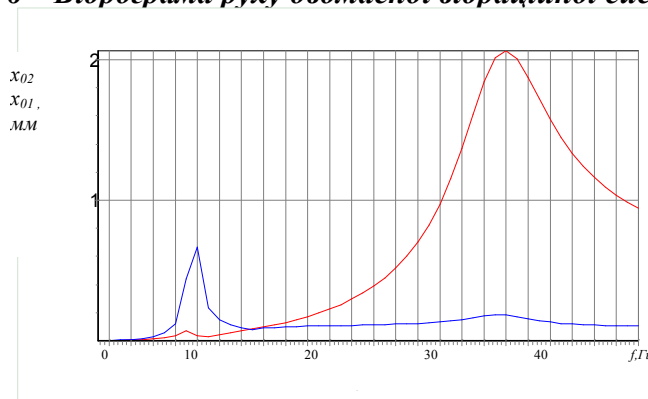


Рис. 7 – Амплітудно-частотна характеристика двомасної вібраційної системи.

Так на амплітудно-частотній характеристиці є два резонансних режими, що обумовлені наявністю двох масових параметрів в системі. Перший резонанс відповідає резонансу маси m_2 , оскільки вона є віброізольованою, а другий резонанс – резонанс на робочій частоті коливань.

На наступному етапі були досліджені можливі варіанти конструктивного виконання навісної вібротрамбовки, віброзбудником може бути як відцентровий віброзбудник так і гідравлічний циліндр.

На рис. 8, 9 наведені віброграми та амплітудно-частотні характеристики для тримасної та чотирьохмасної вібраційних систем. У схемі (рис. 2, в) маси з'єднані послідовно одна з одною, гідравлічний збудник коливань розташований на масі ущільнюючої плити, між масами m_1 і m_2 можливий удар. Така схема є достатньо ефективною за рахунок реалізації віброударного режиму роботи. Але оскільки розглядаємо вібротрамбовки навісні, то приєднання до базової машини здійснюється через масу m_3 , тому необхідно її віброізулювати, а в даному випадку маса m_3 (для схем рис. 2, в і г) є активною масою тому її віброізоляція приведе до зниження ефективності виконання технологічного процесу.

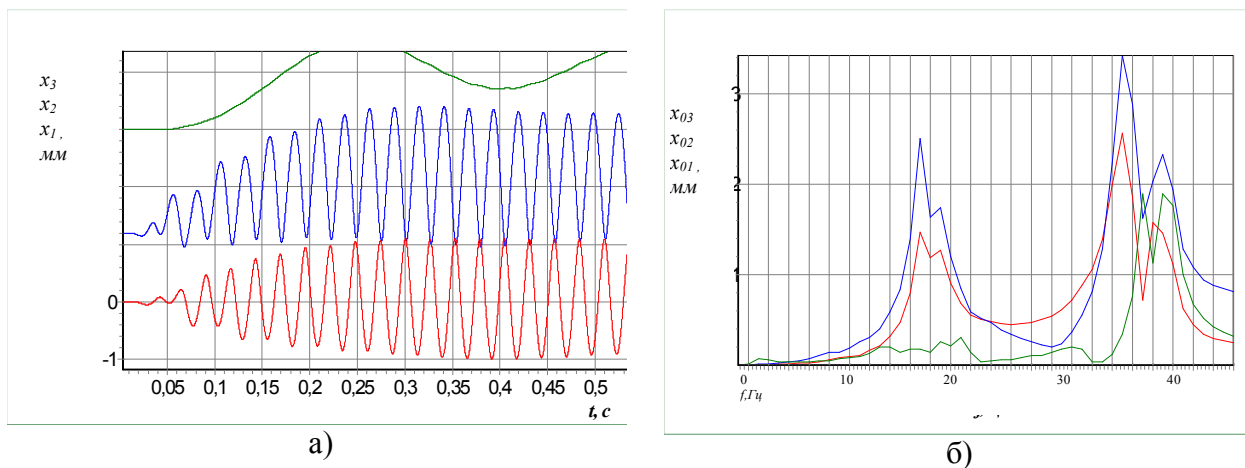


Рис. 8. – Віброграма руху (а) і амплітудно-частотна характеристика (б) тримасної вібраційної системи (рис.2, в).

Схема (рис. 3, а) на відміну від попередніх має можливість віброізоляції маси m_4 , через яку здійснюється приєднання до базової машини, але за відсутності пружних елементів, паралельно з'єднаних з віброзбудником, не дасть змогу ефективно реалізувати режими близькі до резонансу.

Таким чином для реалізації вискоефективних режимів роботи, а саме: ударний, віброударний, полічастотний, необхідно використати більш складну схему вібротрамбовки (рис. 3, а - г).

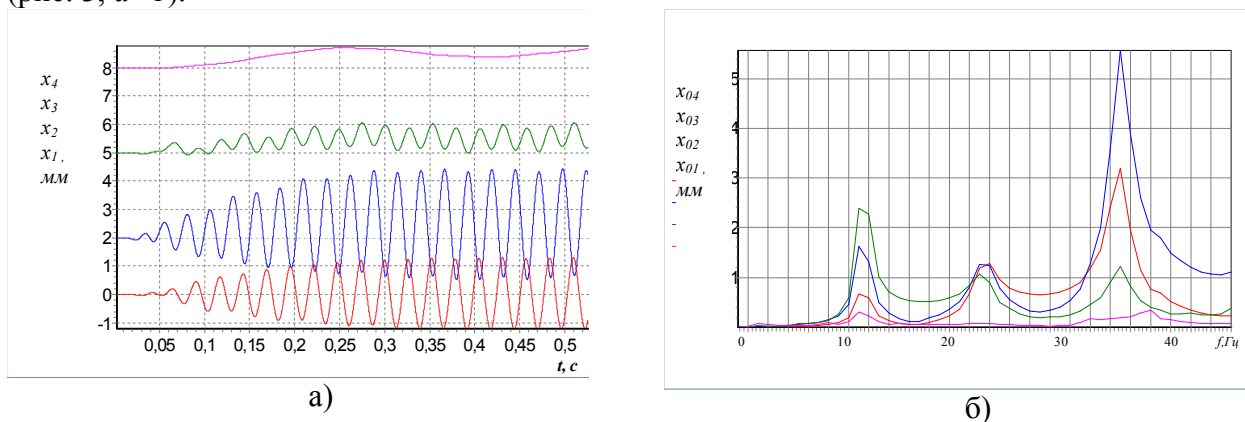
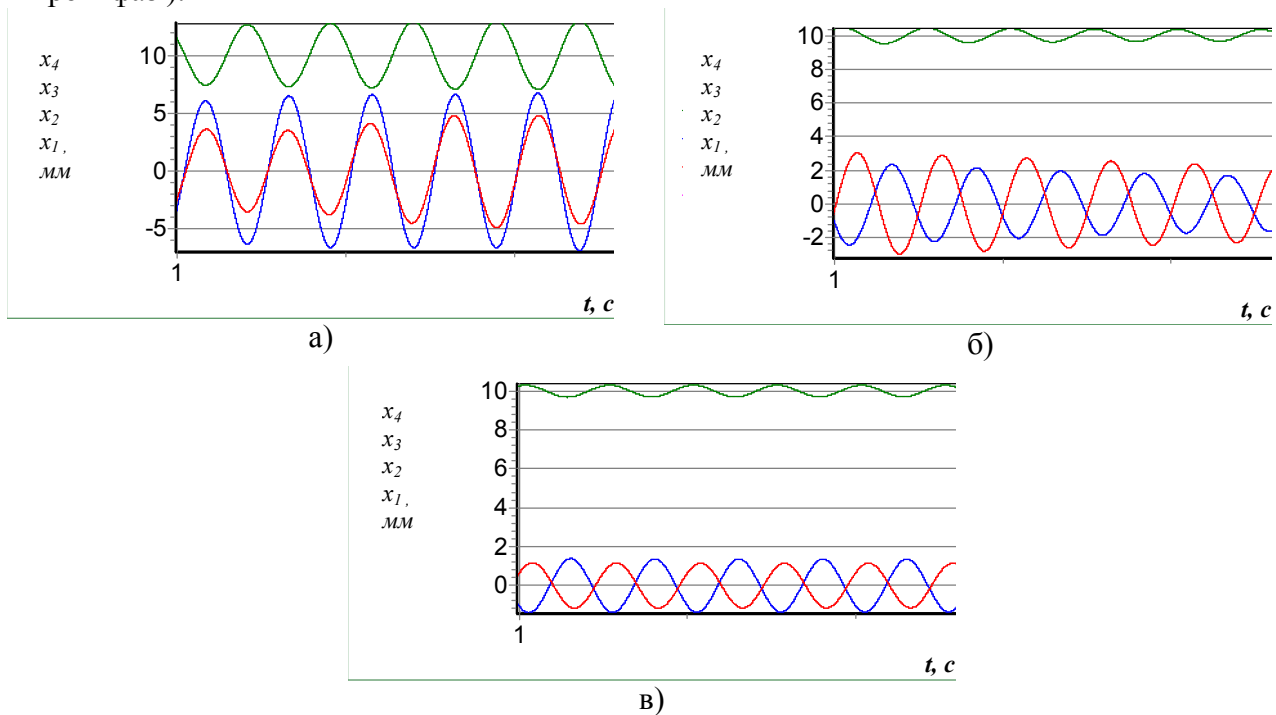


Рис. 9. – Віброграма руху (а) і амплітудно-частотна характеристика (б) чотирьохмасної вібраційної системи (рис.3, а).

Проведений аналіз отриманих схем показав, що наявність двох паралельно розташованих пружних елементів дає можливість отримати декілька ефективних режимів роботи трамбівки.

При режимі роботи (рис. 10, а) маси m_1 і m_2 рухаються в одній фазі та перебувають в протифазі з масою m_3 , такий режим дозволяє отримати максимальну амплітуду коливання маси m_1 , але якщо прийняти до уваги, що використано ударний режим, то рух мас, між якими відбудеться удар, повинен бути протифазним. Режими руху (рис 10, б, в) задовольняють умови використання ударного режиму (маси m_1 і m_2 перебувають в протифазі).



а) – $c_1 = 5.1 \cdot 10^5$ Н/м; б) – $c_1 = 10.2 \cdot 10^5$ Н/м; в) – $c_1 = 13.2 \cdot 10^5$ Н/м;

Рис. 9 – Залежність переміщень мас при різних значеннях c_1

Таким чином для розрахункової системи (рис. 1) при співвідношенні мас $m_3 / m_2 = 3$ [4, 9] виведені залежності для розрахунку жорсткостей c_1 та c_2 можна скористатись наступними виразами:

$$c_2 = \frac{\omega_{\text{дв}}^2}{0,81} \frac{m_2 \cdot m_3}{m_2 + m_3}; \quad (4)$$

$$c_1 = 0,68 \omega_{\text{дв}}^2 \cdot M_{\text{ію}} \cdot \dot{a}^{0,047 M_{\text{ію}}}; \quad (5)$$

$$\text{де } M_{\text{ію}} = \frac{m_1 \cdot m_3}{m_1 + m_3}.$$

Висновки

- Проведений комп'ютерний експеримент дозволив встановити наступне:
 - ановлені закономірності переміщень системи тримасної вібротрамбівки в режимах розгону, резонансу, сталого режиму та зупинки;
 - встановлено вплив параметрів середовища на рух вібротрамбівки.
- При реалізації віброударного режиму на отриманих осцилограмах відмічено вплив вищих гармонік. Так при частоті змушуючої сили рівній 10Гц, в коливаннях ущільнюючої

плити чітко виявляється частота 30Гц, а при частоті змушуючої сили рівній 30Гц – 60Гц відповідно.

3. Встановлено суттєвий вплив конструктивних та технологічних параметрів на динаміку системи, що розглядається. Основний вплив на рух системи визначається співвідношенням масових та пружних характеристик.

4. Виявлені раціональні зони роботи вібротрамбовки. На рис. 10, б, наведено режими руху, що задовольняють умовам використання ударного режиму (маси m_1 і m_2 перебувають в протифазі), цим запропоновано новий принцип додаткового підсилення вібраційної дії на середовище реалізацією синфазного руху двох мас трамбовки

5. Проведені дослідження підтвердили робочу гіпотезу про можливість реалізації режимів, при яких верхня маса трамбовки буде передавати енергію до середовища.

6. Отримано залежності основних параметрів, використання яких забезпечує ефективність робочого процесу ущільнення ґрунтів. Так для досліджуваної системи при співвідношення мас $m_1:m_2:m_3 = 1:1:3$ та коефіцієнтах жорсткості (16, 17) забезпечується протифазний рух мас m_3 і m_2 , при цьому амплітуда коливань ущільнюючої плити в зоні резонансу складає 2.4-3.0мм.

Література

1. Кустарев Г.В. Анализ исследований в области уплотнения дорожно-строительных материалов // Электронное издание – строительные и дорожные машины и техника) – 2008. – Режим доступу до журн.: <http://sdm.str-t.ru/publics/26/>
2. Бидерман В.Л. Теория механических колебаний. – М.: «Высшая школа», 1980. – 408с.
3. Биркгоф Дж. Д. Динамические системы – Ижевск: «Удмуртский университет», 1999. – 408с.
4. Дєдов О.П. / Математична модель та визначення параметрів руху вібротрамбовки для ущільнення ґрунтів. // Київ: Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – 2006. – № 68. – С.41-46.
5. Левитский Н.И. Колебания в механизмах: Учеб. пособие для вузов. – М.: Наука, 1988. – 336с.
6. Мандельштам Л.И. Лекции по теории колебаний. – Москва: 1972. – 470с.
7. Назаренко І.І. Машини для виробництва будівельних матеріалів. – К. “Віпол”, 1999. – 486с.
8. Назаренко І.І. Прикладные задачи теории вибрационных систем / І.І. Назаренко. – К. ИСИО, 1993. – 216с.
9. Свідерський А.Т., Дєдов О.П. Визначення конструктивних параметрів тримасної трамбовки // Полтава: Збірник наукових праць, серія “Галузеве машинобудування, будівництво”, випуск 23, том 2, 2009 – с. 119-127.