

УДК 621.01.

В.М. Гурський, к.т.н.;
О.С. Ланець, к.т.н., доц. (НУЛП, Львів)

ДИНАМІКА РЕЗОНАНСНОГО ДВОЧАСТОТНОГО ВІБРАЦІЙНОГО СТОЛА З ЕЛЕКТРОМАГНІТНИМ ПРИВОДОМ

АНОТАЦІЯ. У статті наведено дослідження динаміки тримасової коливальної системи, синтез жорсткісних параметрів, аналіз динамічних характеристик за двочастотного режиму роботи під дією електромагнітного збурення коливальних.

Ключові слова: вібраційний стіл, тримасова коливальна система, електромагнітний привід, двочастотний резонанс.

АННОТАЦИЯ. В статье приведены исследования динамики трехмассной колебательной системы, синтез жесткостных параметров, анализ динамических характеристик при двухчастотном режиме работы под действием электромагнитного возбуждения колебаний.

Ключевые слова: вибрационный стол, трехмассная колебательная система, электромагнитный привод, двухчастотный резонанс.

SUMMARY. Researches of dynamics of the three-mass oscillating system, synthesis of stiffness parameters, analysis of dynamic characteristics at the two frequency mode works under the action of electromagnetic excitation of vibrations are conducted in the article.

Key words: vibratory table, three-mass oscillation system, electromagnetic drive, two-frequency resonance.

Вступ. До основних виробничих завдань належать інтенсифікація та енергозбереження технологічних процесів. Відомо [1], що використання полічастотних режимів дозволяє збільшити швидкість вібраційного транспортування матеріалів, змішування, ущільнення бетоносумішей та іншого роду сипких матеріалів. На полічастотних коливаннях основана вібраційна технологія змішування та сепарації компанії Kroosh Technologies Ltd (Israel), яка використовує у своїх машинах інерційний (дебалансний) привід. В деяких випадках достатньо застосувати двочастотні коливання.

Інерційний (дебалансний) привід вібромашин генерує двочастотні коливання окремих дебалансів за рахунок використання передавальних механізмів (пасових і зубчатих передач). Однак, в такому випадку дуже важко розширити спектр незалежного регулювання частоти та амплітуди коливальних робочого органа, оскільки зусилля приводу (амплітуда коливальних) квадратично залежить від частоти його збурення (частоти обертання вала електродвигуна).

За технічними показниками та ефективністю процесу віброущільнення в загальній структурі обладнання домінують віброударні та полічастотні системи [2]. Причому, самі дослідження проводяться комплексно,

із врахуванням особливостей процесу віброущільнення та динаміки машини, тому в комплексі розглядається система “машина-середовище” [3]. За останній період поширення набуло високочастотне (100 Гц) ущільнення бетоносумішей за допомогою вібраційних майданчиків з електромагнітним приводом [4]. Серед гами розробок вібраційного обладнання для ущільнення варто відмітити високоефективні тримасові механічні коливальні системи (МКС) на базі електромагнітного приводу [4]. Однак, ті розробки використовують одночастотний режим роботи. Насправді, тримасова система володіє більш широким спектром власних частот коливальних, який варто використати для реалізації резонансних двочастотних режимів. Потреба у якісних будівельних виробках спонукає розширювати спектр можливих режимів роботи. За інформацією з міжнародних спеціалізованих виставок будіндустрії “Bauma” (Germany) спостерігається тенденція до розробки гнучких в регулюванні амплітуди та частоти коливальних вібромашин із можливістю працювати за різних мас завантаження робочого органа, а також перехід на більш високі частоти коливальних (більше 100 Гц).

Мета і завдання дослідження. Для реалізації тримасової механічної системи дво-

частотного вібраційного стола ставимо питання встановлення інерційних параметрів коливальних мас, жорсткостей пружних елементів, аналізу динаміки механічної системи і завантаженого сипкого середовища.

Виклад основного матеріалу

Вихідним параметром у розрахунку вібраційних столів є значення маси робочого органа, що приймається за відомими масово-геометричними характеристиками формованого виробу. Далі визначається решта інерційно-жорсткісних параметрів механічної системи, залежно від її структури та умов роботи. На рис. 1. наведена структурна схема двочастотного вібраційного стола, який виконаний за тримасовою МКС у складі активної маси 1 (m_1), робочого органа 2 (m_2), реактивної маси 3 (m_3). З'єднання робочого органа 2 з реактивною масою 3 здійснюється пружними елементами 4 із жорсткістю c_2 у вертикальному напрямі, а робочого органа 2 з активною масою 1 через пружні елементи 5 жорсткістю c_1 . Встановлюється вібраційний стіл на основу через віброізолятори 6. Інерційно-жорсткісні параметри тримасової системи визначають дві власні частоти коливань [4] (без врахування жорсткості віброізоляторів). Двочастотність системи проявляється не тільки її власними частотами, але і частотами збурення, які визначає електромагнітний привід у складі осердь з котушками 7, 8 та якорів 9, 10 із характеристикою за періодичними тяговими зусиллями $F_1(t)$, $F_2(t)$ і частотами живлення, близькими до власних частот системи. Форма масою m_ϕ з бетоносумішшю 11 масою m_b встановлюється жорстко на робочому органі 2. Регулювання амплітуд коливань на відповідних частотах забезпечується зміною тягових зусиль електромагнітних віброзбуджувачів (ЕМВ), зокрема зміною напруги живлення $U(t)$ на окремих електромагнітах або зміною їх кількості у відповідних схемах вмикання. Встановленням зсуву фаз на 90° між осердями ЕМВ 7 та 8, які живляться на кратних 2 та відповідають власним частотам, досягається потрібний для

ефективного здійснення процесу ущільнення коефіцієнт асиметрії прискорення робочого органа у вертикальному напрямі.

За допомогою програми SolidWorks проведено розробку 3D-моделі двочастотного вібраційного стола для ущільнення будівельних сумішей із габаритами робочого органа 600x250 мм.

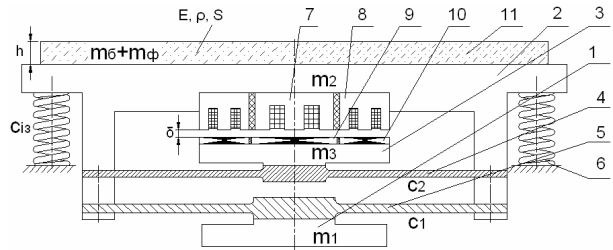


Рис. 1. Структурна схема тримасового двочастотного резонансного вібраційного стола з ЕМВ: 1 – активна маса; 2 – робочий орган; 3 – реактивна маса; 4, 5 – резонансні пружні елементи; 6 – віброізолятори; 7, 8 та 9, 10 – осердя та якорі ЕМВ; 11 – бетоносуміш з формою

Важливим фактором щодо реалізації якісної роботи вібростола є досягнення високої поперечної жорсткості робочого органа для забезпечення рівномірної амплітуди коливань в різних точках площини. Тому, в конструкцію зварного робочого органа внесено ребра жорсткості, які забезпечили значення його власної частоти згинальних коливань (рис. 2) із умови $f_{p.o.} \geq 4f$ ($f = 100$ Гц – верхня частота примусових коливань). Дана програма дозволила встановити реальні інерційні параметри коливальних мас тримасової структури (рис. 3, рис. 4).

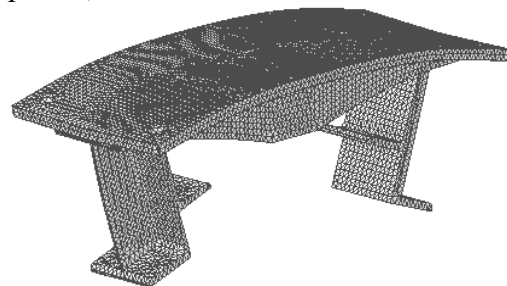
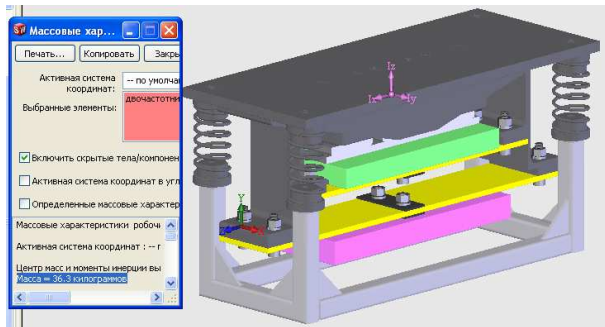
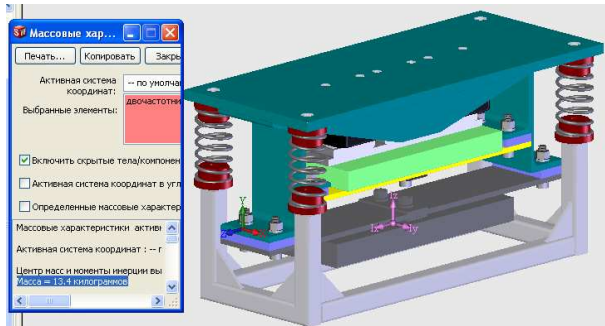


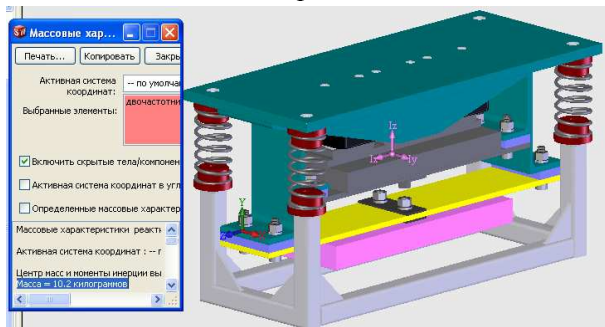
Рис. 2. Перша власна форма згинальних коливань робочого органа (414,91 Гц)



а – $m_2 = 36,3 \text{ кг}$



б – $m_1 = 13,4 \text{ кг}$



в – $m_3 = 10,2 \text{ кг}$

Рис. 3. Значення мас конструктивних модулів вібраційного стола

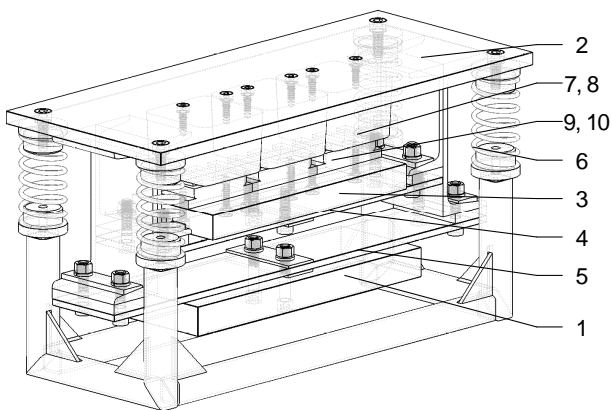


Рис. 4. Загальний вигляд вібраційного стола без ребер жорсткості (опис позицій рис.1)

Знаючи інерційні характеристики тримаючої системи на основі її частотного рівняння [4] формується алгоритм розв'язку власних частот коливань через матриці масово-жорсткісних коефіцієнтів, за невідомих жорсткостей пружних елементів c_1, c_2 у вигляді:

$$\omega_{1,2}(c_1, c_2) = \sqrt{\text{eigenvals}(M^{-1} \cdot C)}, \quad (1)$$

де $\omega_1 = 628 \text{ рад/с}$ (314 рад/с),

$\omega_2 = 314 \text{ рад/с}$ (157 рад/с) – задані значення власних частот коливань механічної системи; M, C – матриці масово-жорсткісних коефіцієнтів (діагональна та симетрична відповідно).

У розв'язку сформованого в програмі MathCad алгоритму (рис. 5) використано функції **eigenvals** – для визначення власних частот коливань системи та **minerr**, яка в попередньо прийнятому наближенні значень жорсткостей c_1, c_2 шукає такі їхні точні значення, які задовольняють значення прийнятих власних частот коливань та рівність нулю частотного рівняння. Для забезпечення резонансних двочастотних режимів роботи 50 Гц/100 Гц і 25 Гц/50 Гц (рис. 5) за відомих масових характеристик системи отримано відповідно значення жорсткостей пружних елементів: $c_1 = 3,777 \cdot 10^6 \text{ Н/м}$; $c_2 = 8,528 \cdot 10^5 \text{ Н/м}$ та $c_1 = 9,442 \cdot 10^5 \text{ Н/м}$; $c_2 = 2,132 \cdot 10^5 \text{ Н/м}$. В обох випадках співвідношення жорсткостей становить $c_1 / c_2 = 4,429$.

Записаний на рис. 5 алгоритм може використовуватися і для реалізації одночастотних режимів на першій або другій власній частоті системи. За енергетичними показниками ефективнішим є режим в околі першої власної частоти, згідно якого рухи проміжної та реактивної коливальних мас, що перебувають в силовому електромагнітному збуренні, будуть в протифазі. Для зменшення енергоспоживання електромагнітного приводу варто забезпечувати їхній синфазний рух, який можливий в міжрезонансній області, зокрема, в околі другої власної частоти [4]. Такі системи мають також підвищену динамічну ефективність,

коли розраховані на високоефективний одностотний резонанс за методом синфазних коливань [4].

$$M := \begin{pmatrix} m_1 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 \end{pmatrix} \quad C(c_1, c_2) := \begin{pmatrix} c_1 & -c_1 & 0 \\ -c_1 & c_1 + c_2 & -c_2 \\ 0 & -c_2 & c_2 \end{pmatrix}$$

$$\lambda(c_1, c_2) := \text{eigenvals}(M^{-1} \cdot C(c_1, c_2))$$

$$\omega_1(c_1, c_2) := \sqrt{|\lambda(c_1, c_2)_0|}$$

$$\omega_2(c_1, c_2) := \sqrt{|\lambda(c_1, c_2)_2|}$$

$$c_1 := 5 \cdot 10^6 \quad c_2 := 2 \cdot 10^3$$

Given

$$\omega_1(c_1, c_2) = 628 \quad \omega_2(c_1, c_2) = 314$$

$$\begin{pmatrix} c_1 \\ c_2 \end{pmatrix} := \text{Minerr}(c_1, c_2) \quad \begin{pmatrix} c_1 \\ c_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 3.777 \times 10^6 \\ 8.528 \times 10^5 \end{pmatrix}$$

a

$$c_1 := 5 \cdot 10^5 \quad c_2 := 2 \cdot 10^3$$

Given

$$\omega_1(c_1, c_2) = 314 \quad \omega_2(c_1, c_2) = 157$$

$$\begin{pmatrix} c_1 \\ c_2 \end{pmatrix} := \text{Minerr}(c_1, c_2) \quad \begin{pmatrix} c_1 \\ c_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 9.442 \times 10^5 \\ 2.132 \times 10^5 \end{pmatrix}$$

b

Рис. 5. Розрахунок жорсткостей c_1 та c_2 для значень власних частот системи 50Гц/100Гц

a) та 25Гц/50Гц

b) в програмі MathCAD

За відомих інерційно-жорсткісних параметрів механічної системи моделюється її динаміка з врахуванням взаємозв'язку між механічною складовою системи та ущільнюючою сумішшю. Система диференціальних рівнянь руху МКС тримасової вібраційної машини [4] з двочастотним силовим збуренням доповнюється хвильовим рівнянням з врахуванням внутрішнього

комплексного тертя в суміші [3]. Повна система рівнянь процесу вібраційного ущільнення запишеться у вигляді (2).

$$\begin{cases} m_1 \ddot{y}_1(t) + c_1 \cdot (y_1(t) - y_2(t)) + b_1 \cdot (\dot{y}_1(t) - \dot{y}_2(t)) = 0; \\ (m_2 + k \cdot m_6) \ddot{y}_2(t) - c_1 \cdot (y_1(t) - y_2(t)) + \\ + c_2 \cdot (y_2(t) - y_3(t)) + c_{i3} \cdot y_2(t) - R(t) - \\ - b_1 \cdot (\dot{y}_1(t) - \dot{y}_2(t)) + b_2 \cdot (\dot{y}_2(t) - \dot{y}_3(t)) + \\ + b_{i3} \cdot y_2(t) = F_1(t) + F_2(t); \\ -m_3 \ddot{y}_3(t) - c_2^* \cdot (y_2(t) - y_3(t)) - \\ - b_2 \cdot (\dot{y}_2(t) - \dot{y}_3(t)) = -F_1(t) - F_2(t); \\ \rho \frac{\partial^2 u_c^a(y, t)}{\partial t^2} - E^* \frac{\partial^2 u_c^a(y, t)}{\partial y^2} = 0, \end{cases} \quad (2)$$

де k – коефіцієнт, що враховує приєднання маси середовища до маси робочого органа, $k = 0, 2 \dots 0, 4$; $u_c^a(y, t)$ – абсолютне переміщення точок шару суміші у часі; $R(t) = E^* S \cdot (\partial u_c^a(0, t) / \partial y)$ – реакція шару суміші на робочий орган; S – площа перерізу суміші; ρ – насипна густина суміші масою m_6 ; c_1, c_2, c_{i3} – жорсткості резонансних плоских пружин, віброізоляторів; $E^* = E(1 + i\gamma_c)$ – комплексний модуль пружності суміші; γ_c – показник внутрішнього опору суміші, $\gamma_c = 0, 4$; $F_1(t) = F_1 \cdot \sin(\omega_1 t)$, $F_2(t) = F_2 \cdot \sin(\omega_2 t - \pi / 2)$ – закони збурення системи.

Зведене значення модуля пружності сипкої суміші з n -компонентів можна визначити за формулою [1]:

$$E = 100 / \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{E_i}, \quad (3)$$

де δ_i – % вміст кожного компонента; E_i – модуль пружності складових суміші.

За аналогією розраховується середнє значення насипної щільності.

Рівняння коливань бетоносуміші розглядається за неоднорідних граничних умов (4) та нульових початкових умов.

$$u_c^a(0,t) = y_2(t),$$

$$E^* S \frac{\partial u_c^a(h,t)}{\partial y} = 0. \quad (4)$$

У такому випадку результуючі абсолютні двочастотні коливання $u_c^a(y,t)$ шару h бетоносуміші отримаємо у вигляді:

$$u_c^a(y,t) = y_2(t) \cdot \frac{1}{2} \sum_{i=1}^2 \left(\cos\left(\frac{\omega_i}{c_0} y\right) + \sin\left(\frac{\omega_i}{c_0} y\right) \cdot \operatorname{tg}\left(\frac{\omega_i}{c_0} h\right) \right). \quad (5)$$

Реакція шару бетоносуміші [3] у випадку двочастотних коливань буде визначатися з врахуванням (5) як

$$R(t) = E^* S \cdot y_2(t) \cdot \frac{1}{2} \sum_{i=1}^2 \left(\frac{\omega_i}{c_0} \cdot \operatorname{tg}\left(\frac{\omega_i}{c_0} h\right) \right). \quad (6)$$

Моделювання механічної складової системи (2) проводимо числовим способом в програмі MathCAD у наступному вигляді:

```

Given
m1·y1''(t) + c1·(y1(t) - y2(t)) + b1·(y1'(t) - y2'(t)) = 0
(m2 + k·mb)·y2''(t) - c1·(y1(t) - y2(t)) + c2·(y2(t) - y3(t)) ... = P1·sin(ωt - φ) + P2·sin(ω/2·t)
+ ciz·y2(t) + E·S·y2(t) / 2 · ∑_{i=1}^2 ( λ_i / |c0| · tan( λ_i / |c0| · h ) ) ...
+ -b1·(y1'(t) - y2'(t)) + b2·(y2'(t) - y3'(t)) + biz·y2'(t)
m3·y3''(t) - c2·(y2(t) - y3(t)) - b2·(y2'(t) - y3'(t)) = -P1·sin(ωt - φ) - P2·sin(ω/2·t)
y1(0) = 0    y2(0) = 0    y3(0) = 0
y1'(0) = 0   y2'(0) = 0   y3'(0) = 0
(y1
 y2
 y3) := Odesolve ( (y1
 y2
 y3) , t, 4, 10000
    
```

Амплітудні значення тягових зусиль ЕМВ підбираються (уточнюється їх тип та кількість) для забезпечення заданих амплітуд коливань на відповідних частотах живлення. У даному випадку для вищих частот використано два, а для нижчої – один електромагніт вібраційного типу ЕМ 68-08-231-ООУХЛ4. Амплітудно-частотні характеристики коливальних мас за можливих, кратних 2, двочастотних режимів показано на

рис. 5. Резульуючі абсолютні двочастотні коливання мас в умовах високочастотних коливань (50 Гц/ 100 Гц) в часовій області та прискорення робочого органа з потрібною асиметрією зміни останнього наведено на рис. 6. Тому, амплітудні значення тягових зусиль ЕМВ повинні становити $P_1 = 400 \text{ Н}$ та $P_2 = 150 \text{ Н}$. Періодичні коливання точок шару бетоносуміші (5) показано на рис. 7, а реакцію шару суміші (нормальна сила) згідно (6) на рис. 8. Вибрані параметри суміші $h = 0,1 \text{ м}$, $c_0 = 51,89 \text{ м/с}$, $S = 0,06 \text{ м}^2$, $m_0 = 12 \text{ кг}$. Максимальне значення нормальної динамічної сили шару суміші на робочий орган становить $883,523 \text{ Н}$.

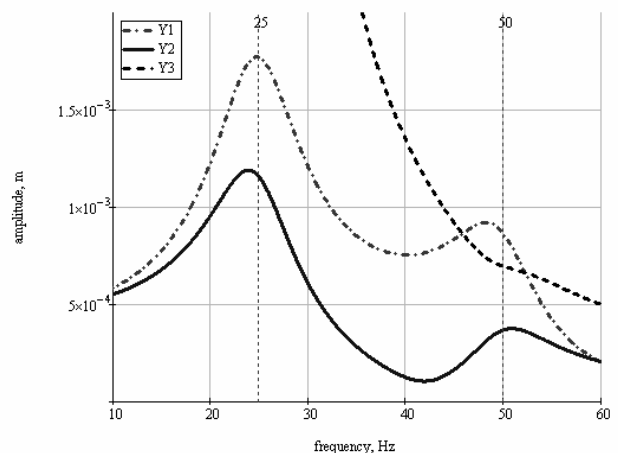
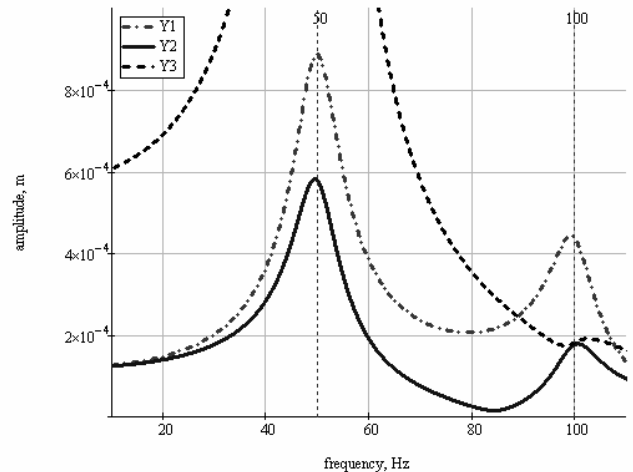


Рис. 5. АЧХ системи з власними частотами 50Гц/100Гц а) та 25Гц/50Гц; б) (без врахування реакції середовища)

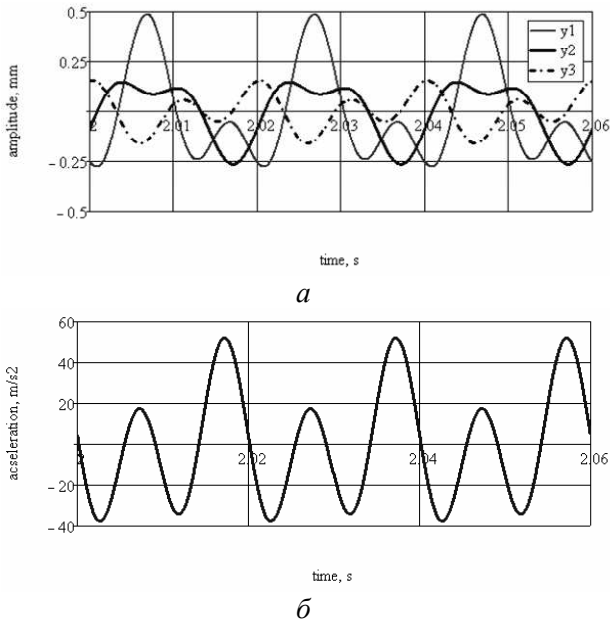


Рис. 6. Осцилограми руху коливальних мас а) та прискорення; б) робочого органа з врахуванням реакції середовища

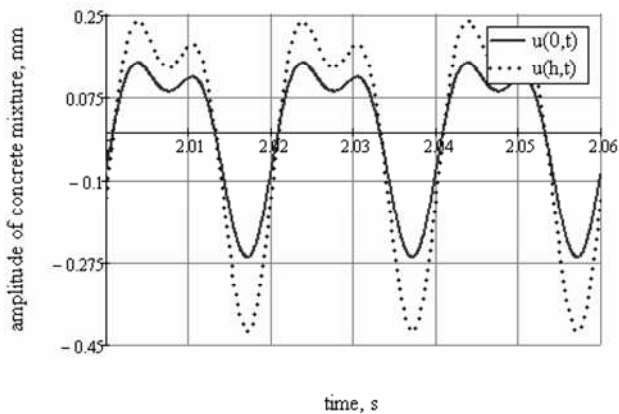


Рис. 7. Часова залежність руху нижньої та верхньої точки шару бетоноsumіші

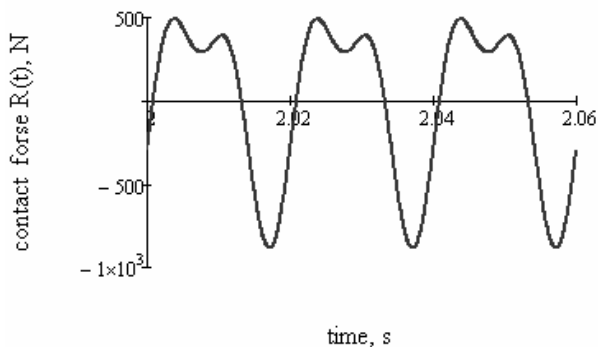


Рис. 8. Часова залежність реакції шару бетоноsumіші на робочий орган

Висновок

Обґрунтовано можливі двочастотні режими роботи вібраційного стола шляхом синтезу власних частот та розрахунку жорсткостей пружних елементів тримасової коливальної системи за відомих її масових характеристик. Промодельована динаміка механічної системи та середовища в умовах високочастотних коливань.

Література

1. Варсанюфьев В. Д., Кольман-Иванов Э. Э. Вибрационная техника в химической промышленности. – М.: Химия, 1985. – 240 с.
2. Логвиненко Е. А. Динамические режимы формирования железобетонных изделий на виброплощадках / Е. А. Логвиненко, В. Б. Силич-Балгабаева, Т. А. Пилипенко // Ж.: Вібрації в техніці та технологіях. – № 1(46), 2007. – С. 74 ... 77.
3. Назаренко І. І. Прикладні задачі теорії вібраційних систем. Навч. посібник (2-е видання). – К.: Видавничий Дім "Слово", 2010. – 440 с.
4. Ланець О. С. Високоєфективні міжрезонансні вібраційні машини з електромагнітним приводом (Теоретичні основи та практика створення): Монографія. – Львів: Видавництво Національного університету "Львівська політехніка", 2008. – 324 с.

Рецензент: І.В. Кузьо, д.т.н., проф.
(НУЛП, Львів)

Отримано: 29.11.2010 р.