

І.І. НАЗАРЕНКО, М.М. РУЧИНСЬКИЙ

Київський національний університет будівництва і архітектури

ВІБРАЦІЙНІ МАШИНИ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ ІЗ БАГАТОРЕЖИМНИМИ ЗАКОНАМИ РУХУ

© Назаренко І.І., Ручинський М.М., 2011

Запропоновано теорію спільного руху робочих органів вібромашин і оброблюваних середовищ, що моделюються дискретно-континуальними системами, розроблено конструкції машин із реалізацією внеску вищих гармонік у загальний рух досліджених систем.

Offered theory of general motion of workings organs of vibromachines and processed environments which are designed the discrete-continuous systems and the developed constructions of machines with realization of deposit of ultraharmonics in general motion of the investigational systems.

Постановка проблеми. Вібраційні машини різного технологічного призначення, як правило, працюють в гармонійному, переважно зарезонансному, режимі. Це зумовлено забезпеченням стабільного режиму, що і є їх основною перевагою. Однак енергоємність таких машин, наприклад вібромашин будіндустрії, є значною, що переважно спонукає до зниження надійності, підвищення матеріалоємності, збільшення довготривалості робочого процесу. Привабливими є машини резонансного типу, робота яких можлива і на інших ефективних режимах (субрезонансних і суперрезонансних режимах), що і є предметом досліджень у цій роботі. Реалізація таких режимів дає можливість значно (інколи в 5 – 10 разів) зменшити енергоємність, підвищити загальну ефективність всіх показників робочого процесу.

Аналіз попередніх досліджень. Багаторежимні рухи притаманні нелінійним динамічним системам, в яких виникають субгармонійні та супергармонійні коливання. Такі режими формуються за певних умов, визначених співвідношеннями кількості періодів вимушеної сили із періодами руху віброударних систем, використанням нелінійних пружних характеристик відновлювальних сил, зміною пружних характеристик у часі.

Дослідження подібних режимів описано у роботах [1, 2] при моделюванні вібросистем дискретними параметрами. Достовірнішими є моделі з дискретно-континуальними системами [3, 4], коли машина в русі представлена дискретними параметрами, а оброблювальне середовище (технологічне навантаження) моделюється розподіленими параметрами. Математичні труднощі розв'язання задачі долаються зведенням дискретно-континуальних систем до дискретних систем, приведенням діючих сил континуальної системи до контактної сили у дискретному вигляді [3], залежність якої враховує вплив розподілених параметрів відповідними хвильовими коефіцієнтами [4].

Формулювання мети статті. Метою статті є визначення стійких зон реалізації багаторежимних коливань вібросистеми “машина – технологічне навантаження” і створення на цій основі нових конструкцій із високою ефективністю виконання технологічних процесів. Сформульовані основні наукові робочі гіпотези:

– ефективність вібросистем із кусочно-лінійною характеристикою відновлювальної сили визначається ударним прискоренням і під час визначення динамічних параметрів системи варто враховувати її власні коливання та внесок вищих гармонік;

– стабілізація або керування системою здійснюється цілеспрямованим спільним використанням активних і реактивних складових сил робочих органів і оброблених середовищ у заданому вібраційному процесі.

Виклад основного матеріалу. В основу теоретичних досліджень покладено рівняння, що описує рух вібросистеми з кусочно-лінійною відновлювальною пружною силою за методикою, наведеною в роботі [3]:

$$m\ddot{x} + b\dot{x} + \begin{cases} c_1x, & |x| \leq \Delta, \\ c_2x + (c_1 - c_2)\Delta \operatorname{sign}x, & |x| \geq \Delta, \end{cases} = F_0 \sin(\omega t + \varphi) \quad (1)$$

де m – приведена маса віброустановки, що враховує масу робочого органа $m_{p.o.}$ оброблювального середовища $m_{m.n.}$, в якому враховано хвильові явища; x – приведені переміщення вібросистеми; b – еквівалентний коефіцієнт опору; c_1 і c_2 – коефіцієнти пружності вібросистеми; Δ – значення переміщення x , за яким змінюються характеристики відновлювальної сили; F_0 , ω , φ – амплітуда сили, частота коливань і фазовий кут зсуву змущувальної сили.

У рівнянні (1) прийняті параметри визначаються за залежностями:

$$m = m_{p.o.} + m_{m.n.} \quad (2)$$

де $m_{m.n.}$ – маса оброблювального середовища;

$$m_{m.n.} = \frac{SE}{w^2} \frac{\left\{ \sum_{n=1}^{\infty} \sum_{n'=1}^{\infty} nn' \sqrt{a_n^2 + d_n^2} \cdot \sqrt{a_{n'}^2 + d_{n'}^2} NN' \cos(j_n - j_{n'}) \right\}^{1/2}}{\left\{ \sum_{n=1}^{\infty} \sum_{n'=1}^{\infty} n^2 (n')^2 \sqrt{a_n^2 + d_n^2} \cdot \sqrt{a_{n'}^2 + d_{n'}^2} \cos(j_n - j_{n'}) \right\}^{1/2}}. \quad (3)$$

Тут

$$d_{1n} = \frac{wn}{c_{x6} \sqrt[4]{1+g^2}} \sin \left[\frac{1}{2} \operatorname{arctg}(-g) \right]; \quad a_{1n} = \frac{wn}{c_{x6} \sqrt[4]{1+g^2}} \cos \left[\frac{1}{2} \operatorname{arctg}(-g) \right]; \quad (4)$$

$$j_n = n\omega t - \operatorname{arctg} \left(\frac{d_n}{a_n} \right); \quad N = \frac{a_{11} \operatorname{sh}(2a_{1n}h) - b_{11} \sin(2b_{1n}h)}{\operatorname{ch}(2a_{1n}h) + \cos(2b_{1n}h)};$$

$$b_n = \frac{w_n}{c_{x6}} \sqrt{\frac{\sqrt{1+g^2} + 1}{2(1+g^2)}}; \quad a_n = \frac{w_n}{c_{x6}} \sqrt{\frac{\sqrt{1+g^2} - 1}{2(1+g^2)}};$$

S – площа контакту середовища із робочим органом; E – динамічний модуль пружності середовища; c_{x6} – швидкість поширення у середовищі пружних хвиль у напрямку прикладених сил; γ – коефіцієнт, що характеризує розсіяння енергії в середовищі; h – висота; n – номер гармоніки.

Величини F_0, w, b, φ визначаються за стандартною методикою [3]. Для зручності розв'язання рівняння (1) наведено в безрозмірному вигляді:

$$m\ddot{y} + 2d\dot{y} + \begin{cases} y, & |y| \leq 1, \\ \frac{c_2}{c_1}y + \left(1 - \frac{c_2}{c_1}\right)\text{sign}y, & |y| \geq 1, \end{cases} = f \sin(nt + j), \quad (5)$$

$$y = x/\Delta; t = w_{01}t; w_{01} = \sqrt{c_1/m}; \quad (6)$$

$$d = b/2\sqrt{c_1m}; f = F/k_1\Delta; n = w/w_{01}.$$

Дослідженню підлягала і вібростема, що має параметричне збудження коливань за рахунок зміни коефіцієнта пружності гумового елемента. Рівняння руху відрізняється від (5) видом збудження та законом зміни жорсткості привідного пружного елемента в напрямку дії, який прийнято у вигляді $c(1+2b\sin\omega t)$. Рівняння (5) розв’язано на ЕОМ зміною параметрів c_1, c_2, f, v за значень $\delta=0,02$ і $\gamma=0,2$, що відповідає середньому рівню втрат енергії у вібраційних машинах і оброблювальних середовищах [4].

Визначення енергії вібростеми на підтримання коливань здійснювалося із умови її балансу:

$$A = E_{p.o.} + E_{m.n.} + E_{об.к}, \quad (7)$$

де A – робота зовнішньої сили за період коливань; $E_{p.o.}$ – енергія, що розсіюється робочим органом вібростеми:

$$E_{p.o.} = pm_{p.o.} a^2 w^2 b_{p.o.}, \quad (8)$$

a – напіврозмах коливань робочого органа; $E_{m.n.}$ – енергія, що розсіюється в середовищі, яка визначається усередненням по висоті стовпа енергії коефіцієнтом $k_{E(n)}$:

$$E_{m.n.} = pm_{m.n.} \cdot ga^2 w^2 k_{E(n)}, \quad (9)$$

де

$$k_{E(n)} = \frac{ch2rm \frac{x}{h} - \cos 2rm \frac{x}{h}}{ch2rm + \cos 2r}.$$

Тут $\mu=\gamma/2$ для числових значень $\gamma \leq 0,4$; $r=(w/c)h$; x – координата.

$E_{об.к}$ – енергія, що розсіюється в обмежниках коливань:

$$E_{об.к} = \frac{1}{2}y_0 c_2 d_0^2, \quad (10)$$

де δ_0 – найбільша деформація стискування обмежника коливань [3].

Під час розв’язання рівняння (1) з урахуванням (2)...(10) отримано амплітудно-частотні характеристики та оцінено внесок вищих гармонік у загальний процес руху вібростеми “машина – технологічне навантаження”.

Якщо розглянути відому умову виникнення багаторежимності в системі [1]

$$nT_w = mT, \quad (11)$$

то при $m=1$ – реалізуються субгармонійні коливання з порядком $1/n$; $n=1: m \geq 2$ – реалізуються супергармонійні коливання.

Дробові резонанси, що мають порядок m/n , належать до субгармонійних і в цьому випадку, як вже було вище зазначено, m періодів змушувальної сили “підтримують” n періодів вільних коливань.

Виконання умови (11) залежить не тільки від співвідношення гармонік, а і від амплітуди f зовнішньої сили і від ступеня нелінійності c_2/c_1 пружної характеристики, що підтверджує діаграма в площині параметрів f і c_2/c_1 (рис.1, а), а на рис.1, б наведена амплітудно-частотна характеристика (АЧХ) у координатах $y=f(\nu)$.

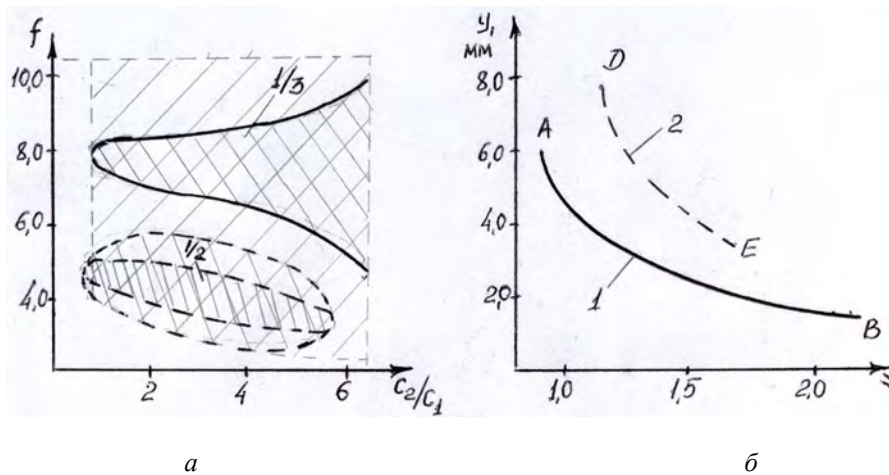


Рис. 1 Субгармонійні коливання вібросистеми: а – діаграма областей існування субгармонійних коливань; б – амплітудно-частотна характеристика; 1 – основна частота; 2 – частота близько 1/2

Аналізом АХЧ встановлено, що за прийнятими числовими значеннями параметрів отримано раціональне співвідношення показників коефіцієнтів пружності в межах $3 \leq c_2/c_1 \leq 5$, а коефіцієнт динамічного підсилення коливань на субрезонансі збільшується в 2 – 3 рази. Виявлено, що на кожній частоті збудження існують межові значення сили, за межами яких субгармонійний режим втрачає стійкість. Плавне зміння частоти збудження уможливорює так зване затягування субгармонійного коливання. Також можна реалізувати такий ефект і за рахунок зміни сили f . Ефект затягування за частотою або амплітудою легко пояснити на прикладі АХЧ (2) на нелінійну (1) і навпаки (рис. 2, а).

У разі збільшення змушувальної частоти відношення ω/ω_0 буде зменшуватися і зображальна точка на графіку переміщуватиметься ліворуч до такого положення, за якого маса буде торкатися обмежника коливань (точка Г). При подальшому збільшенні частоти маса вдарятиметься в обмежник коливань і лінійний режим перейде в нелінійний. У піддіапазоні частот, що відповідає відрізку ГВ, коливання будуть із обмеженою амплітудою x_0 і із збільшеним прискоренням, із зростанням частоти змушувальної сили приведуть зображальну точку в область стійких періодичних віброударних режимів (відрізок БА). Використання такого підходу уможливорює створення руху в заданому режимі за допомогою програмного керування.

Амплітудно-частотна характеристика супергармонійних коливань вібросистеми (рис. 2, б) ілюструє зміну амплітуди для різних значень ступеня порогової несиметрії Δ . Так, із збільшенням Δ зростають амплітуди коливань на всіх резонансах, виникають комбінаційні резонанси близько 3:2, що були відмічені при $\Delta > 2,5$.

Аналізом отриманих спектрограм встановлена закономірність у формуванні спектрального аналізу: амплітуди основних гармонік із збільшенням порогової асиметрії c_2/c_1 змінюються в незначних межах, а амплітуди старших гармонік – істотніше. Так, на резонансі близько 3:2 здійснюється підсилення гармонік різної кратності, а на суперрезонансі відношення 2:1 – різного знака; на суперрезонансі відношення 3:1 разом із підсиленням парних гармонік відбувається зменшення амплітуд непарних.

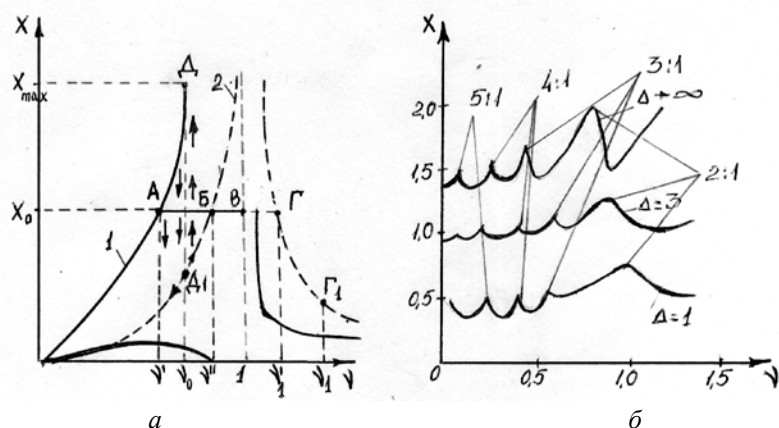


Рис. 2. Амплітудно-частотні характеристики: а – на основному резонансі кусочно-лінійної пружності (1) і лінійної пружності (2); А, Б, В, Г, Д – можливі точки переходу вібросистеми з одного на інший режими руху; б – супергармонійні коливання для різних значень ступеня порогової несиметрії

Динаміку машин із параметричним збудником коливань досліджували за аналогічною методикою. За отриманими результатами встановлено, що стаціонарні коливання мають квазігармонійний характер, а спектральний склад свідчить про збудження інтенсивних гармонійних складових, частота нижньої складової в чотири рази менша від частоти параметричного збудження.

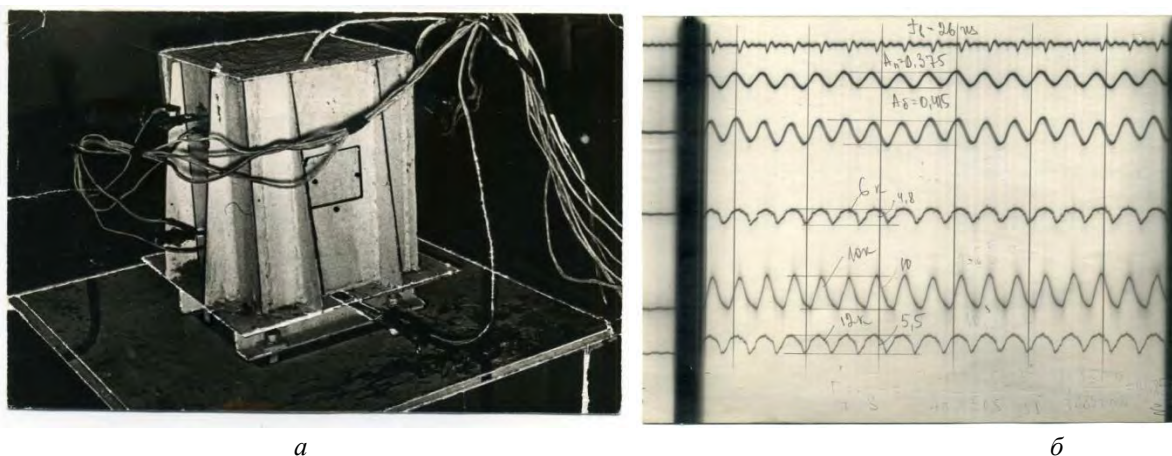


Рис. 3. Експериментальна установка: а – загальний вигляд; б – типові осцилограми

Експериментальні дослідження здійснювались на установці (рис. 3, а), де заміряли параметри коливань з фіксацією амплітуд коливань, фази та динамічного тиску (рис. 3, б). Обробка результатів досліджень підтвердила стійкі комбінаційні режими коливань.

За результатами виконаних досліджень розроблено конструкції нових вібромашин з максимальним передаванням енергії робочого органа до робочого середовища із внеском вищих гармонік. Технологічна ефективність внеску енергії вищих гармонік реалізується за рахунок цілеспрямованого використання удару і вібрації (рис. 4), забезпечуваного увімкненням додаткових обмежників коливань і відповідним підбором їх жорсткості, вибором раціонального співвідношення часу удару і періоду коливань.

Як спосіб реалізації багаторежимного руху використано ідею розфазування дебалансів, реалізовану в конструкції поліфазної вібромашини (рис. 5).

Блочно-модульна побудова конструкцій вібромашин з автономними приводами (рис.б) дає змогу реалізовувати поліфазний багаторежимний режим роботи.

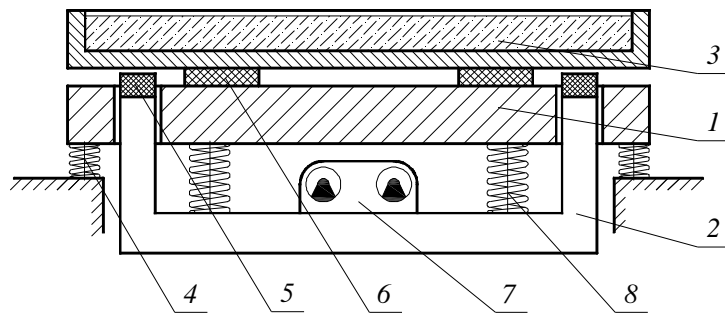


Рис. 4. Вібромашина з багаторежимним рухом: 1 – рама; 2 – ударник; 3 – форма з сумішшю, що ущільнюється; 4 – віброізолювальні опори; 5 – буфер ударника; 6 – додатковий буфер; 7 – віброзбуджувач

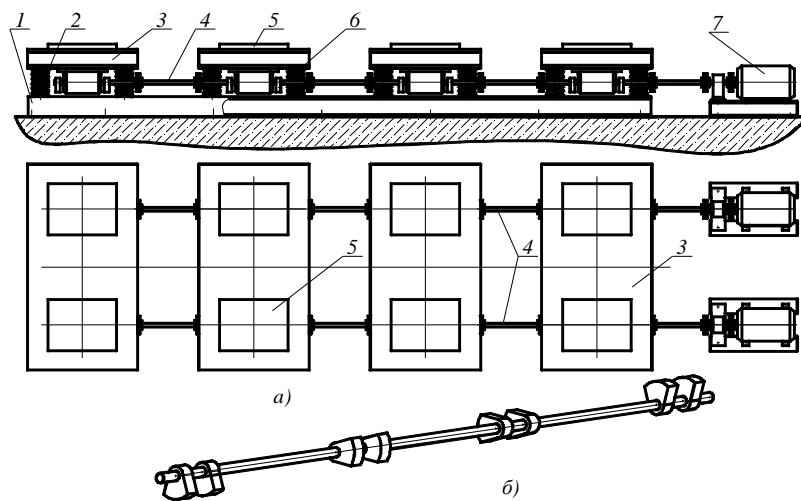


Рис. 5. Вібромашина з поліфазним режимом руху: а – загальний вигляд; б – схема розміщення дебалансів на валу; 1 – рама; 2 – пружні елементи; 3 – віброрезекція; 4 – карданний вал; 5 – буфер ударника; 6 – дебаланс; 7 – електродвигун

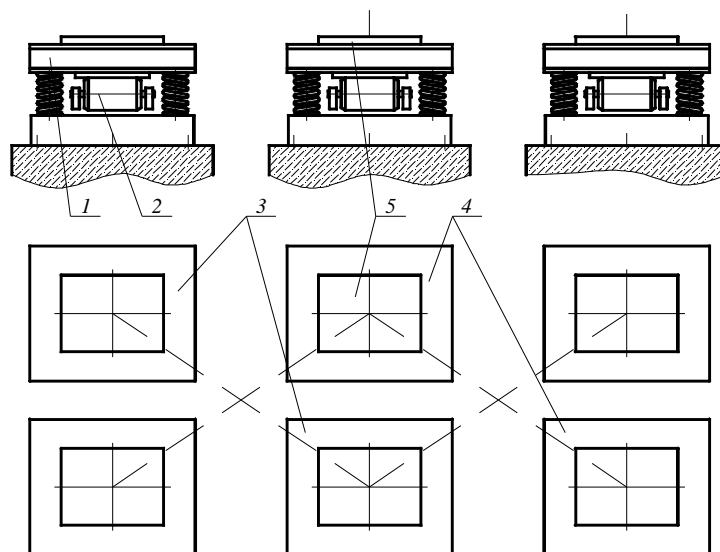


Рис. 6. Блочно-модульна полічастотна вібромашина: 1 – рама; 2 – віброзбуджувач; 3 – низькочастотні вібраційні блоки; 4 – високочастотні вібраційні блоки; 5 – буфер ударника

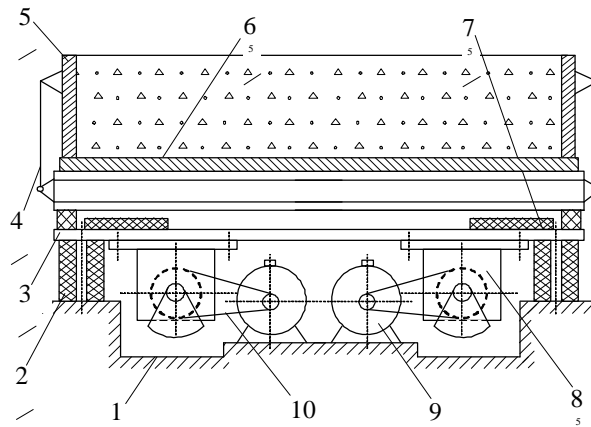


Рис. 7. Принципова схема резонансної вібромашини: 1 – підмоторна рама; 2 – віброопори; 3 – робоча рама; 4 – кронштейн; 5 – борснащення; 6 – піддон; 7 – обмежник коливань; 8 – віброблок; 9 – двигун; 10 – клинопасова передача

Резонансна вібромашина (рис. 7) реалізує субрезонансний режим роботи.

Висновки

1. Досліджено ефективність вібросистем, що реалізують комбінаційні резонанси з цілеспрямованим спільним використанням внутрішніх властивостей робочих органів і оброблювальних середовищ. Знайдено числові значення та оцінено вплив активних і реактивних сил на рух системи.

2. Виявлено зони стійкості вібромашин з кусочно-лінійною характеристикою відновлювальної сили при моделюванні загальної вібросистеми дискретно-континуальними параметрами.

3. Запропоновано та розроблено принципові нові схеми вібромашин із багаторежимними законами руху.

1. Закржевський М.В. Колебания существенно-нелинейных механических систем / Закржевский М.В. – Рига, 1980. – 190 с.
2. Иорши Ю.И. Субгармонический резонанс в системе с упругими ограничителями хода / Иорши Ю.И. // Журн. техн. физики, 1946, т.16. – Вып.6. – С. 681–694.
3. Назаренко І.І. Прикладні задачі теорії вібраційних систем. 2-ге вид. – К.: Видавничий Дім “Слово”. 2010. – 440 с.
4. Назаренко І.І. Вібраційні машини і процеси будівельної індустрії. – К.: КНУБА, 2007. – 203 с.