



УДК 621.01:621-868

О. В. Гаврильченко, О. С. Ланець, В. М. Гурський Національний університет „Львівська політехніка”,  
кафедра “Автоматизація та комплексна механізація машинобудівної промисловості”  
(АКМ)

## СТВОРЕННЯ ТРИМАСОВОГО ЦИРКУЛЯЦІЙНОГО ВІБРАЦІЙНОГО СЕПАРАТОРА З ЕЛЕКТРОМАГНІТНИМ ПРИВОДОМ ТА СИНФАЗНИМ РУХОМ КОЛИВАЛЬНИХ МАС

© О. В. Гаврильченко, О. С. Ланець, В. М. Гурський

**В статті викладені основні принципи створення та розрахунку тримасового циркуляційного вібраційного сепаратора з електромагнітним приводом та просторовим рухом робочого органу на основі теорії синфазних коливань. Наведені основні динамічні показники. Досліджено вплив маси завантаження на рух коливальних мас.**

**В статье изложены основные принципы создания и расчета трехмассового циркуляционного вибрационного сепаратора с электромагнитным приводом и пространственным движением рабочего органа на основе теории синфазных колебаний. Приведены основные динамические показатели. Исследовано влияние массы загрузки на движение колебательных масс.**

**This article describes main principles of making and account three-fat of circulation an oscillating separator with the solenoid drive and circuital movement of medium of loading on a base of the theory of co-phase oscillations are explained. The base dynamic parameters are reduced. Influence of weight of loading on movement of oscillatory weights is investigated.**

**Вступ.** Машинобудівна, будівельна, харчова, легка промисловості, приладобудування та розвиток переробної галузі, відродження сільського господарства спонукають до впровадження нових вібраційних машин на операціях об'ємної обробки деталей, просіювання та просушування, ущільнення, подрібнення тощо [1, 2]. Сучасні вимоги виробництва обумовлюють використання надійних вібраційних машин, легких для автоматичного керування, з високими санітарно – гігієнічними і ергономічними нормами та тенденціями енергоощадності. Цими характеристиками наділені вібраційні машини з електромагнітним приводом. Вони працюють в широкому діапазоні частот вібрацій в резонансних та міжрезонансних режимах [2, 3], забезпечуючи високі коефіцієнти підсилення змушувальної сили, тим самим дещо компенсується недолік малого питомого зусилля, що розвиває електромагнітний вібробудник.

Важливе місце в розгляді питання створення вібраційних машин займає розробка нових методик їх розрахунку, використання простих пружних систем, підвищення амплітуд коливань робочого органу, розробка нових технологічно ефективних контейнерів.

**Постановка проблеми.** На даний час існує потреба у створенні високопродуктивних, технологічно ефективних, надійних, автоматичних виробничих ліній, де на відповідних технологічних позиціях виникає потреба у неперервному розділенні матеріалів за фракційним складом. Для виконання цієї технологічної операції найбільш доцільно використовувати вібраційні грохоти та сепаратори. Так, найбільшого поширення в гірничій промисловості, промисловості будматеріалів отримали динамічні схеми вібраційних сепараторів і грохотів з простим рухом робочого органу, що реалізують напрямлені та колові коливання [1, 3]. До числа вібротехнічних машин з просторовими коливаннями належать інерційні грохоти [1]. Це так звані машини циркуляційного типу. Вібраційні машини на базі дебалансного приводу, працюючи в зарезонансних режимах, володіють значним енергоспоживанням, складні у регулюванні

продуктивності та мають високі шумові характеристики. На кафедрі АКМ НУ “Львівська політехніка” створюються аналогічні дво- та тримасові вібрмашини з електромагнітним приводом, що налаштовуються на резонансний режим роботи [2]. Вони використовуються в основному як малогабаритне обладнання із невисокими масами завантаження, що впливає із наступних їх недоліків:

- ✓ невисокі тягові зусилля електромагнітного приводу, які на одиницю його маси значно менші, ніж у дебалансних.
- ✓ величина амплітуди переміщень коливальних мас обмежена допустимими значеннями повітряного проміжку між якорем та осердям електромагніта.

Єдино можливим способом створення великогабаритних вібраційних машин з електромагнітним приводом із значними масами завантаження є їх розрахунок на міжрезонансний режим роботи [3]. Проте він є доволі складним, оскільки вимагає для тримасових динамічних схем перерахунку їх інерційних величин та жорсткісних параметрів двох пружних систем. Це спонукає до розроблення нових високопродуктивних, надійних та енергоощадних вібраційних машин з просторовим рухом робочого органу з використанням електромагнітного приводу, що можливе лише за умови якісно нової картини руху коливальних мас. Тому на даний час проектування тримасових вібрмашин з електромагнітним приводом доцільно проводити на основі теорії синфазних коливань з огляду на простоту розрахунку їх динамічних схем та понижене споживання електричної енергії електромагнітним приводом при синфазному русі мас, що зазнають силової дії [4].

**Аналіз останніх досліджень.** Серед найпоширеніших динамічних схем вібраційних сепараторів з електромагнітним приводом є двомасові [1, 2], проте їх технологічні можливості обмежені для створення великогабаритних машин з огляду на незадовільні показники стабільності в роботі при завантаженні. Більш перспективними з цієї точки зору є тримасові вібраційні сепаратори (грохоти), що налаштовуються на міжрезонансний режим роботи з високою ефективністю використання змушувального зусилля [3]. Також відомі принципи створення тримасових вібраційних машин з електромагнітним приводом з умовно нерухомою (динамічно зрівноваженою) проміжною масою [2]. На даний час пропонується новий принцип розрахунку багатомасових (тримасових) динамічних схем вібрмашин на основі теорії синфазних коливань [4]. Створені тримасові синфазні машини з використанням ефекту “нульової жорсткості” та простим рухом (напрямленими коливаннями) робочого органу. Усе це вказує на надзвичайно широкі технологічні можливості тримасових динамічних схем.

**Постановка задачі.** Розкрити принципи створення та розрахунку тримасової вібраційної машини з електромагнітним приводом та просторовим рухом робочого органу на основі теорії синфазних коливань. Проаналізувати її динамічні характеристики в умовах технологічного завантаження.

**Структурна схема вібраційного синфазного сепаратора з електромагнітним приводом та просторовим рухом робочого органу.** Особливістю усіх тримасових динамічних схем вібраційних машин з електромагнітним приводом є силове збурення двох коливальних мас та кінематичне іншої. Для реалізації просторового руху робочого органу та відповідно циркуляційного руху середовища завантаження, необхідно використовувати такі пружні елементи, які б не обмежували руху мас за відповідними і достатніми для роботи машини координатами.

Вібраційний сепаратор (рис. 1) реалізовий за тримасовою схемою [6], із наступними інерційними параметрами: маси та моменти інерції відносно горизонтальних осей, що проходять через центри відповідних коливальних мас – маховика 1  $m_1$  та  $J_1$ ; робочої 2  $m_2$  та  $J_2$  і реактивної 3  $m_3$  та  $J_3$ . Маховик 1 разом з пружною системою 4 отримав назву резонатора [4] механічної коливальної системи вібраційного сепаратора. Силове збурення здійснюється коловим електромагнітним вібробудником між реактивною 3 та робочою 2 коливальними масами, що з'єднані пружною системою 5 із жорсткостями  $c_{2x}$  – за лінійною координатою та  $c_{2\varphi}$  – за

кутовою координатою. Для реалізації кутових коливань вібронашини, центри мас робочої 2 та реактивної 3 рознесені відносно лінії  $a$  дії електромагнітного зусилля на відстані  $r_1$  та  $r_2$ . Від робочої коливальної маси 2 через пружний стрижень 4 довжини  $L$  та жорсткості  $EJ$  зазнає кінематичного збурення маховик 1. Реалізація синфазного руху з однаковими амплітудами та фазами здійснюється між робочою 2 та реактивною 3 коливальними масами, так як вони мають силовий зв'язок. Жорсткості пружних систем 5 та 6 визначатимуть умови роботи вібраційних синфазних машин із необхідною власною частотою коливань  $\nu_0$ .

Характерною особливістю вібраційних синфазних машин з електромагнітним приводом є використання так званого ефекту “нульової жорсткості”, що теоретично визначає абсолютну м'якість пружної системи у силовому збуренні коливальних мас (жорсткість  $c_{2x} \rightarrow 0$ ) за умови їх синфазного руху (з однаковими амплітудами та зсувами фаз). Для виготовлення гумових пружних елементів, які реалізують ефект “нульової жорсткості” системи використовують м'яку мікропористу гуму (ТУ 38.105867 – 75). Жорсткість такої пружної системи при її

односторонньому стиску (рис. 8) не перевищує  $c_{2x} \leq 2 \cdot 10^4 \frac{H}{m}$  і є на два порядки меншою за жорсткість стрижня. В результаті використання гумових елементів невисокої жорсткості реактивна коливальна маса 3 не буде визначати динамічних характеристик вібраційної машини і зведе тримасову механічну коливальну систему до двомасової. Присутність реактивної

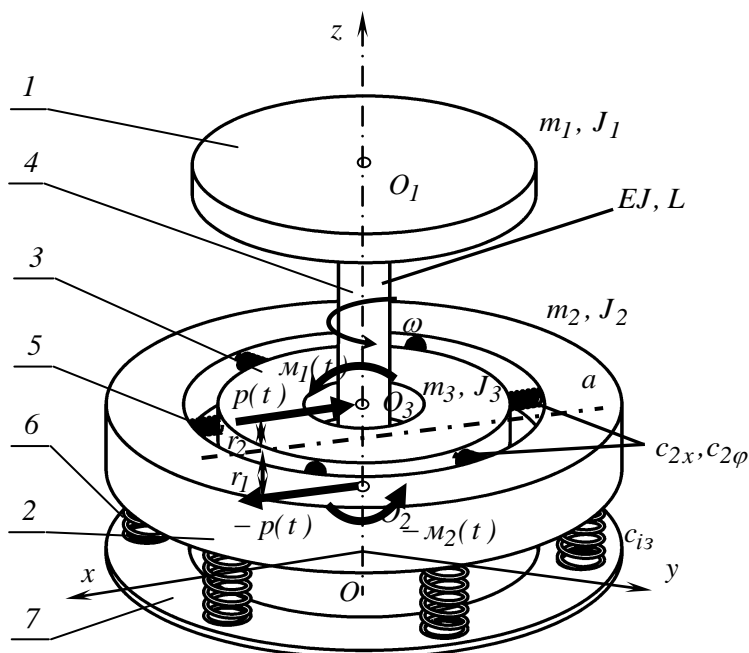


Рис. 1. Структурна схема тримасового вібраційного сепаратора:

1 – маховик; 2 – робочий орган; 3 – реактивна

коливальної маси 3 розглядається як необхідність у створенні змушувальної сили. При застосуванні такого підходу тримасова механічна коливальна система буде визначати динамічні характеристики вібраційної машини за принципом двомасових структур. Пружна система 4 забезпечує кінематичне збурення маховика 1 резонансної роботи вібронашини. Доцільно в конструкціях вібраційних машин з просторовим рухом робочого органу в якості вертикальної пружної системи використовувати один пружний стрижень 4, що розташовується вздовж осі вібронашини і володіє чотирма ступенями вільності.

Матеріал стрижня – сталь 60С2ХФА.

Просте конструктивне виконання вібраційних синфазних машин з просторовим рухом робочого органу забезпечується використанням ефекту “нульової жорсткості” пружної системи та використанням в якості вертикальної пружної системи лише одного вертикально розташованого пружного стрижня.

**Розрахунок вібраційного синфазного сепаратора.** Принципово нова теорія синфазних коливань розвинута на базі класичної методики розрахунку вібраційних машин за антифазним принципом. Але на відміну від традиційного випадку розрахунку тримасових коливальних систем, дана теорія використовує цілком нові принципи підбору інерційних та пружних



параметрів елементів коливальних систем. Особливими принципами у розрахунку вібраційних синфазних машин користуються при визначенні інерційних параметрів коливальних мас, а традиційні методи розрахунку лягли в основу визначення жорсткісних та конструктивних параметрів пружних систем.

Значення  $m_3$  реактивної коливальної маси 3 визначає умови синфазного руху робочої 2 та реактивної 3 коливальних мас за співвідношенням [4]:

$$m_3 = \frac{1}{2\eta(1-z^2)} \left[ (1-z^2)(m_2 - 2\eta m_2 - \eta m_1) - z^2 m_1 \pm \dots \rightarrow \right. \\ \left. \rightarrow \dots \pm \sqrt{z^4 \left[ 2m_1 m_1 (1-\eta) + m_1^2 (1-\eta)^2 + m_2^2 \right] + \right. \\ \left. + 2z^2 \left[ m_1^2 (\eta - \eta^2) - m_2^2 - m_1 m_2 \right] + (\eta m_1 + m_2)^2 \right]. \quad (1)$$

Параметр  $\eta$  у виразі (1) називається часткою жорсткості і визначає співвідношення між жорсткісними параметрами двох пружних систем:

$$\eta = \frac{c_{2x}}{c_{1x}}, \quad (2)$$

де  $c_{2x}$  – лінійна жорсткість гумових кілець,  $c_{1x} = \frac{3EJ}{L^3}$  – лінійна жорсткість стрижня.

Значення моментів інерції коливальних мас  $J_1$ ,  $J_2$  та  $J_3$  приймається конструктивно.

Реалізація синфазного руху робочої 2 та реактивної 3 коливальних мас за рівності амплітуд їх коливань  $A_2 = A_3$  забезпечить величину їх відносного переміщення  $A_g = A_2 - A_3 = 0$ . За такої умови величина повітряного проміжку  $\delta$  в електромагнітному віброзбуднику в процесі роботи залишатиметься незалежною від величини переміщення якоря відносно осердя з котушкою. Цим попередньо підтверджується підвищення ККД електромагнітного приводу за умови реалізації синфазного руху коливальних мас.

**Розрахунок стрижня.** За відомих інерційних параметрів коливальних мас тримасової механічної системи залишається визначити жорсткість  $c_{1x}$  вертикальної пружної системи 4 у вигляді одного стрижня, що визначатиме умову резонансної роботи вібромашини. Використання ефекту “нульової жорсткості” дозволило отримати класичну двомасову структуру, для якої значення жорсткості  $c_{1x}$  буде функцією інерційних параметрів робочої маси 2 та маховика 1 і конструктивних параметрів самого стрижня:  $c_{1x} = f(m_1, J_1, m_2, J_2, L, d)$ .

Під дією обертових змушувальних сил та згинальних моментів даний стрижень зазнає згину по колу. Тоді, залежно від технологічного призначення дана вібраційна машина розраховуватиметься на необхідну власну частоту коливань  $\omega_0 = \frac{\omega}{z}$  визначенням жорсткісних параметрів пружного стрижня за двомасовою схемою з чотирма степенями вільності [5]. Такий розрахунок базується на методі скінченних елементів (МСЕ), згідно якого значення моменту інерції  $J$  поперечного перерізу стрижня:

$$J = \frac{L(m_1 L^2 m_2 J_2 + m_1 L^2 m_2 J_1 + 3m_1 J_2 J_1 + 3m_2 J_2 J_1 + A^{1/2})}{6E(m_1 m_2 L^2 + m_1 J_2 + m_1 J_1 + m_2 J_2 + m_2 J_1)} \cdot \left(\frac{\omega}{z}\right)^2. \quad (3)$$

$$\text{де } A = \left( \begin{array}{l} m_1^2 L^4 m_2^2 J_2^2 - m_1^2 L^4 m_2^2 J_2 J_1 + 3m_1^2 L^2 m_2 J_2^2 J_1 + 3m_1 L^2 m_2^2 J_2^2 J_1 + \\ + m_1^2 L^4 m_2^2 J_1^2 + 3m_1^2 L^2 m_2 J_1^2 J_2 + 3m_1 L^2 m_2^2 J_1^2 J_2 + \\ + 9m_1^2 J_2^2 J_1^2 + 18m_1 m_2 J_2^2 J_1^2 + 9m_2^2 J_2^2 J_1^2 \end{array} \right).$$

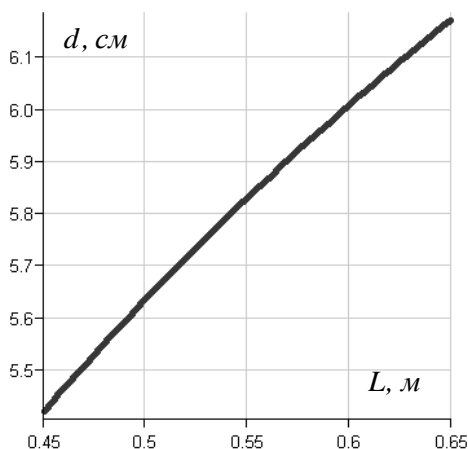


Рис. 2. Залежність діаметра стрижня  $d$  від його довжини  $L$

Характер даної залежності наведений на рис. 2. Так, при використанні стрижня  $d = 0,060$  м (заготовка  $\varnothing 60 \times 1020$  мм) необхідне значення його довжини  $L = 0,6$  м.

Розрахунок власних частот коливань з використанням МСЕ частотним аналізом у програмному забезпеченні *CosmosWorks* у *SolidWorks 2006*. Різниця в частотах між результатами розрахунків з використанням МСЕ (рис. 4) та теоретичним значенням ( $\nu_0 = \frac{50}{0,98} = 51,02$  Гц) першої власної частоти коливань системи з чотирма ступенями вільності становить у відсотковому відношенні  $\delta\nu_1 = 5,13$  %, що викликане в основному впливом маси стрижня ( $5,82$  кг) [5]. Це підтверджує достовірність виведених аналітичних виразів (3) та можливість проведення частотного аналізу у програмному забезпеченні *CosmosWorks* у *SolidWorks 2006* для таких коливальних систем.

Имя модели: Прокладка верхня  
Имя узоражения: Узоражение 3  
Тип эпоры: Статическое перемещение Построение1  
Шкала деформации: 20.6991

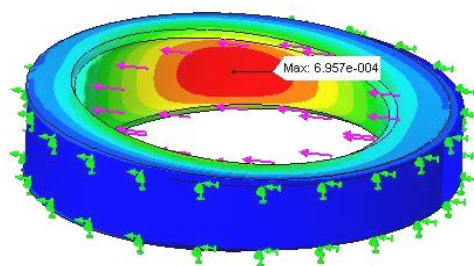


Рис. 3. Деформація гумового кільця при односторонньому стиску

Форма колебаний : 7. Значение = 48.401 Гц  
Шкала деформации: 0.460046

UX (m)

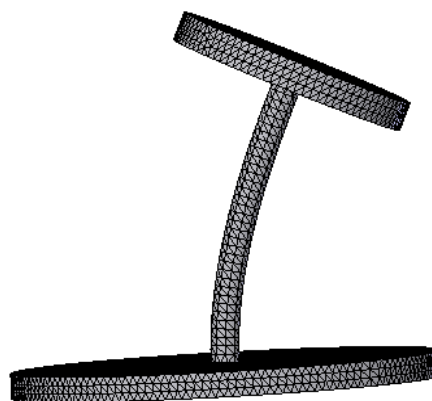
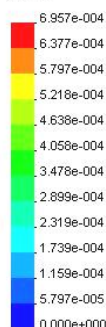


Рис. 4. Перша власна форма коливань двомасової системи

За відповідною структурною схемою створена 3D-модель тримасового вібраційного сепаратора з електромагнітним приводом (рис. 5). Параметри коливальної системи наступні:  $m_1 = 41,91$  кг,  $J_1 = 0,4$  кг·м<sup>2</sup>,  $m_2 = 116,67$  кг,  $J_2 = 3,59$  кг·м<sup>2</sup>,  $m_3 = 12,2$  кг,  $J_3 = 0,05$  кг·м<sup>2</sup> при розмірах стрижня  $d = 54,65 \cdot 10^{-3}$  м  $L = 0,46$  м. Маса машини  $218$  кг, об'єм контейнера  $40$  л.



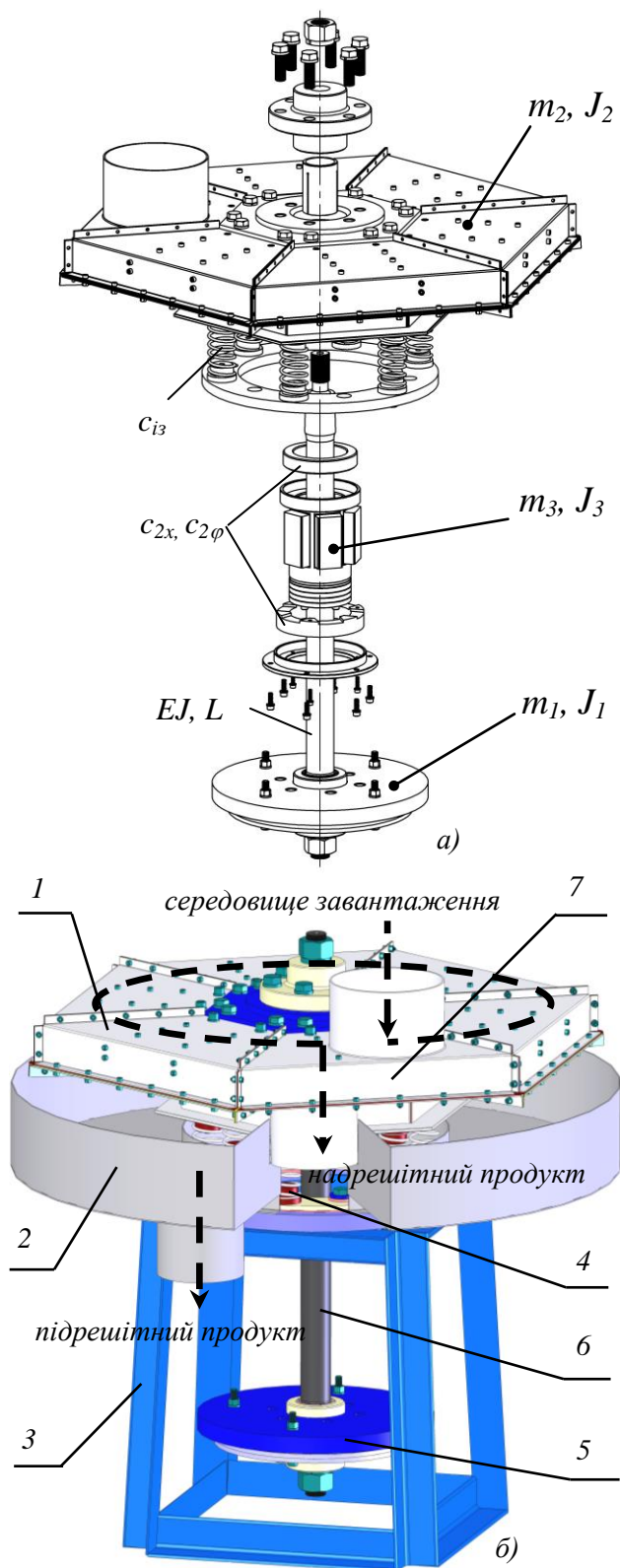


Рис. 5. Тримасовий циркуляційний вібраційний сепаратор з електромагнітним приводом:

1 – робочий орган; 2 – збірник; 3 – рама;  
4 – віброізолятори; 5 – маховик; 6 – стрижень;  
7 – завантажувально – розвантажувальний

Робоча коливальна містить робочий орган (рис. 10а), виконаний у вигляді шестигранника, утвореного набором із п'яти робочих сегментів та одного завантажувально-розвантажувального сегмента 4. До робочих сегментів кріпляться сита 2 необхідного розміру вікна. Для відокремлення потоку продукту просіювання, що завантажується і розвантажується через відповідні патрубки 4, передбачена перегородка. Всередині робочої коливальної маси рівномірно за колом розміщується шість осердь з котушками колового електромагнітного приводу 1. Необхідна для створення змушувальної сили реактивна коливальна маса 3 містить шість рівномірно розташованих за колом 1-подібних якоря. Використання в якості пружної системи, що з'єднує робочу та реактивну 3 коливальні маси, гумових кілець (рис. 3) із м'якої гуми, що реалізують ефект “нульової жорсткості”, дозволило значно спростити конструкцію даної вібростанини та здійснити розрахунок тримасової коливальної системи згідно теорії синфазних коливань [4]. Третя коливальна маса – резонатор, утворений маховиком 5 та пружним стрижнем 6 (рис. 5б), з'єднаний в центральній частині робочої коливальної маси жорстким защемленням вертикально розташованого стрижня 6. Вся конструкція встановлюється на основу через віброізолятори 4 із витих пружин, що розташовані за колом під робочою масою. Живлення котушок електромагнітів відбувається із зсувом фаз одна відносно одної від трифазної мережі. В створенні змушувальної сили одночасно беруть участь три електромагніти. При підключенні схеми (рис. 6) до мережі живлення, сумарний вектор магнітної індукції перпендикулярний до осі вібростанини і обертається по колу з коловою частотою, рівною частоті живлення  $\omega$ . Вектор сумарного електромагнітного зусилля рухається також “по колу” з тою ж коловою частотою, створюючи вимушені коливання мас по колу. Реверсування руху забезпечується зміною фаз.

Оскільки центри мас робочого та реактивного коливальних тіл рознесені відносно площини дії змушувальних сил, то ці коливальні маси здійснюватимуть повороти під дією



змушувальних моментів навколо горизонтальних осей, що проходять через їх центри мас. Маховик 5 резонатора кінематично збурюючись від робочої маси 1, рухається в протифазі до останньої. Утворена двомасова коливальна система визначає умови роботи вібраційної машини за необхідним резонансним налагодженням. В усталеному резонансному режимі роботи енергія руху маховика резонатора значно вища за енергію, яка затрачається коловим електромагнітним віброзбудником і саме маховик задає рух робочої коливальної маси певної амплітуди. Як результат – робочий орган вібраційної машини обкочується навколо осі машини із частотою живлення по колу деякого радіуса, утвореного своїм нахилом на кут  $\varphi_2$  у вертикальній площині, синфазно із горизонтальними переміщеннями. Отримавши просторові коливання, робочий орган забезпечує циркуляційний рух середовища завантаження як вздовж своєї кругової осі, так і в радіальному напрямку. Завдяки коловому електромагнітному віброзбуднику утворюється вектор обертової змушувальної сили, за аналогією з дебалансними віброзбудниками.

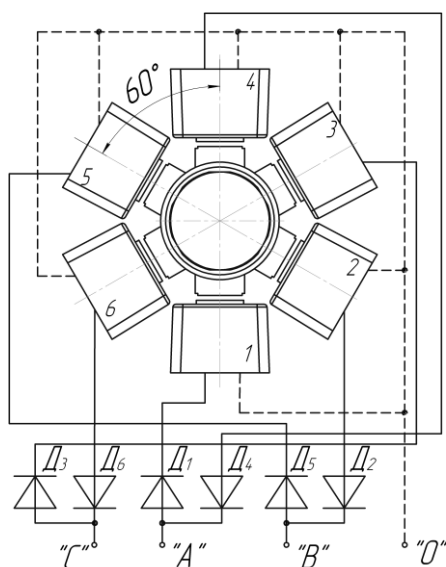


Рис. 6. Схема підключення колового електромагнітного віброзбудника на робочу частоту коливальності 50 Гц

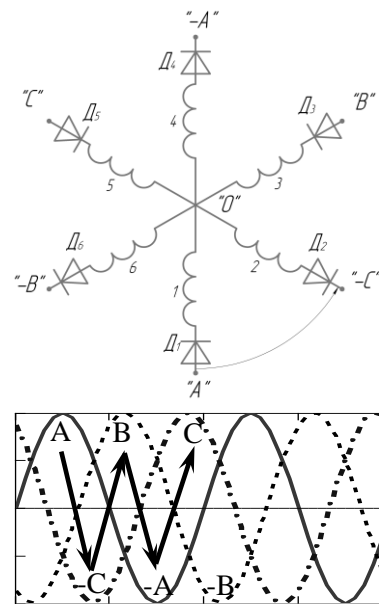


Рис. 7. Часова діаграма роботи колового електромагнітного віброзбудника

**Аналіз руху коливальних мас.** За наведеною на рис. 3 динамічною схемою вібромашини проведено математичне моделювання і отримана система диференціальних рівнянь руху за шістьма ступенями вільності, а саме поступальні (за лінійною координатою  $x$ ) та обертальні (за кутовою  $\varphi$  координатою) рухи трьох коливальних мас. Вертикальні переміщення середньої точки робочого органу (вздовж осі  $y$ ) будуть визначатися кутом його повороту відносно центру ваги:  $y_2 = r \cdot \text{tg} \varphi_2$ .

Виведена математична модель коливальної системи вібраційної синфазної машини дозволила отримати широкий спектр її динамічних характеристик. Використовуючи числові методи розв'язку системи диференціальних рівнянь руху у програмному продукті *Maple 10* (метод Розенброка) отримано часові залежності усталеного руху (рис. 8а, рис. 8б). Дані графіки засвідчують стійкий синфазний рух робочої та реактивної коливальних мас за відповідними лінійними координатами ( $x_2$  і  $x_3$ ) та кутовими ( $\varphi_2$  і  $\varphi_3$ ) координатами. Спостерігається антифазне кінематичне збурення маховика резонатора за його лінійним  $x_1$  та кутовим переміщенням  $\varphi_1$  до відповідних синфазних переміщень робочої та реактивної коливальних мас. Це підтверджують також наведені АЧХ за відповідними узагальненими координатами (рис. 8в,

рис. 8г). Значення вертикальної складової амплітуди коливань на радіусі  $r = 300 \text{ мм}$  становить  $y_2 = 0,42 \text{ мм}$ . Тоді середнє значення параметра режиму (коефіцієнта перевантаження) буде визначатися [2, 3]:  $\xi = \frac{y_2 \omega^2}{g} = 4,2$ . Відомо [3], що найкращі показники грохочення досягаються при  $\xi = 4..5$ , а отримане значення  $\xi$  вказує на технологічну придатність даної машини при отриманих амплітудах коливань робочого органу на частоті збурення  $\omega = 314,15 \text{ с}^{-1}$  ( $\nu = 50 \text{ Гц}$ ).

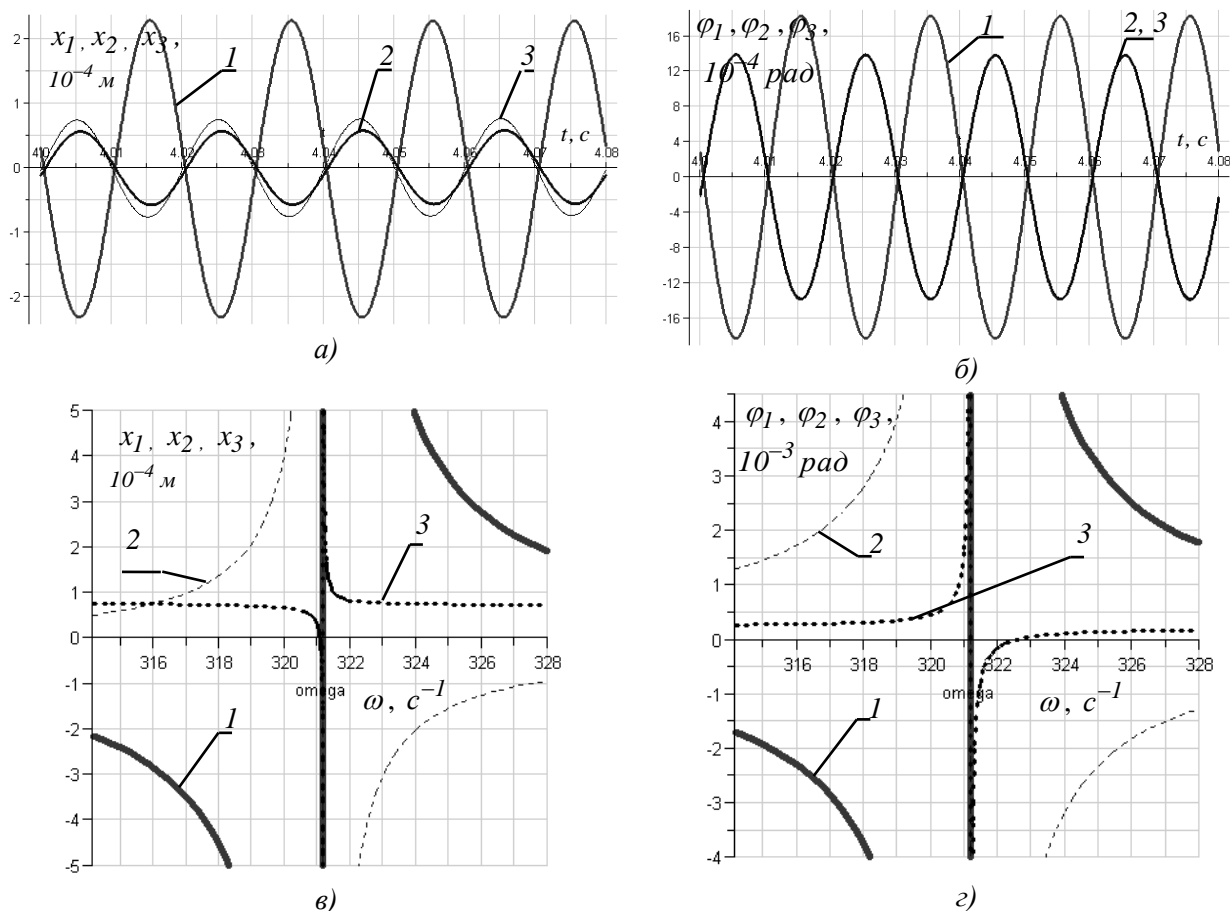


Рис. 8. Часові залежності (а, б) та АЧХ (в, г) усталеного руху коливальних мас вібраційної машини за лінійними ( $x_1$  (1),  $x_2$  (2) та  $x_3$  (3)) та кутовими ( $\varphi_1$  (1),  $\varphi_2$  (2) та  $\varphi_3$  (3)) координатами

У математичній моделі вплив завантаження на рух коливальної системи може бути врахований шляхом приєднання робочої маси завантаження до маси робочого органу з врахуванням відповідних коефіцієнтів в'язкого тертя, значення яких значно перевищує значення коефіцієнтів в'язкого тертя пружних систем вібраційної машини. Часові залежності руху і АЧХ за лінійною та кутовою координатою при завантаженні робочого органу масою  $40 \text{ кг}$  зображені на рис. 9. Можна стверджувати, що зміна величини маси завантаження робочого органу порушує принципи синфазного руху між робочою та реактивною коливальною масами за горизонтальними переміщеннями (рис. 9а) і не порушує їх синфазного руху за кутовими переміщеннями (рис. 9б). Це стверджують наявні зсуви фаз між відповідними лінійними (рис. 9в) та кутовими переміщеннями згідно рис. 9г.





Робота вібраційної синфазної машини в умовах її технологічного завантаження здійснює стійкий рух із достатніми для здійснення техпроцесу сепарації амплітудами за відповідними узагальненими координатами. Ступінь завантаження робочого органу визначає наявність певного зсуву фаз при поступальному переміщенні мас. Отже, такі конструкції вібраційних машин стійкі до зміни завантаження робочого органу і можуть бути придатні у виробництві відповідним технологічним процесам.

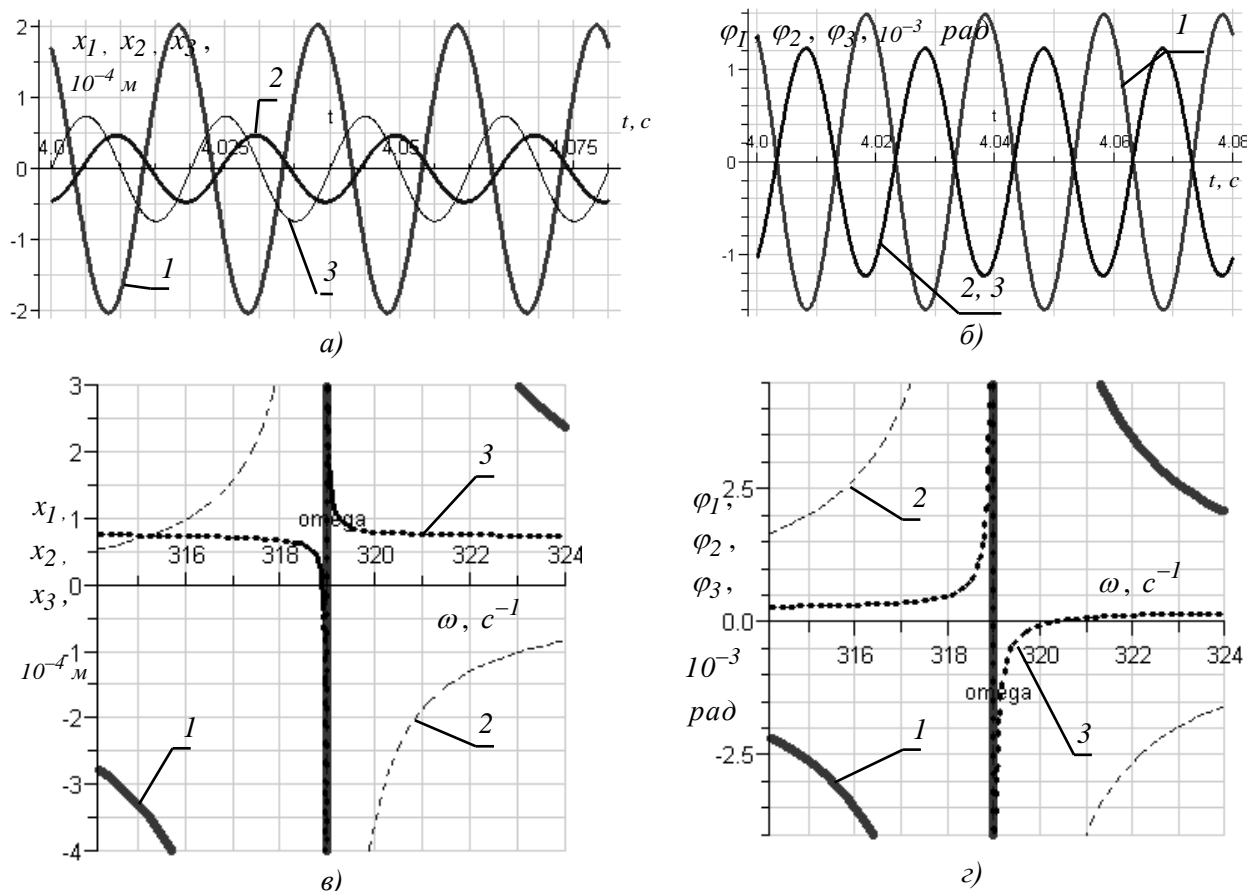
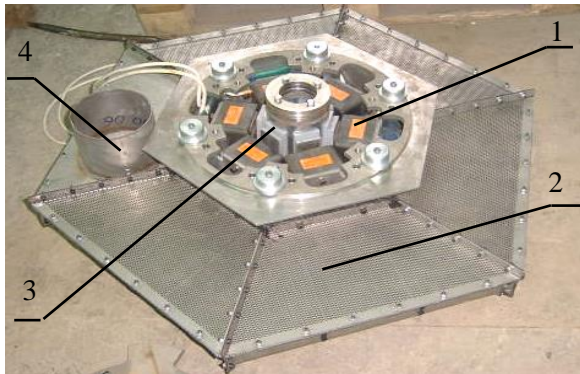


Рис. 9. Часові залежності (а, б) та АЧХ (в, г) усталеного руху коливальних мас вібраційної машини в умовах технологічного завантаження за лінійними ( $x_1$  (1),  $x_2$  (2) та  $x_3$  (3)) та кутовими ( $\varphi_1$  (1),  $\varphi_2$  (2) та  $\varphi_3$  (3)) координатами

**Впровадження тримасового вібраційного сепаратора.** Вібраційна синфазна машина 1 з просторовим рухом робочого органу (рис. 5б) є складальною одиницею установки для відділення полімерного продукту певного гранульованого складу від промивальної речовини при неперервному режимі роботи на частоті вимушених коливань  $\omega = 314,15 \text{ c}^{-1}$  ( $\nu = 50 \text{ Гц}$ ). Для збирання промивальної рідини під робочим органом за периметром жорстко закріплений до рами збірник 2. Полімерний матеріал очищується в процесі вібраційного переміщення по ситі від зони завантаження до зони розвантаження завантажувально-розвантажувального сегмента 7 вібромашини. Вібромашина встановлена на корзині рами 3.

Особливістю даної коливальної системи є необхідність рівності власних частот коливань у напрямках дії змушувальної сили (через  $60^\circ$ ), що визначатиме стабільність циркуляційного (рівномірність) руху середовища завантаження робочого органу. Тобто, амплітуди коливань у всіх силових площинах повинні буди однаковими. Це можливе тільки у випадку рівності моменту інерції коливальних мас відносно власних центрів ваги та жорсткісних параметрів стрижня у цих силових площинах. Останній критерій отримується у випадку рівномірного

защемлення стрижня. Тому вимірювання власної частоти коливань за двотактною схемою живлення здійснювалося у всіх трьох силових площинах. Розбіжність у значеннях власної частоти склала  $0,1\text{Гц}$ . Для точного резонансного налагодження механічної коливальної системи вібраційного сепаратора передбачені чотири металічні кільця (маса кожного  $3\text{кг}$ ), які кріпляться до маховика резонатора. Амплітудне значення змушувальної сили електромагнітного вібробудника ЭМ 68-08-231-00УХЛ4  $P=300\text{Н}$ . Споживана потужність електромагнітного приводу  $0,92\text{кВт}$  при величині струму в обмотках  $0,7\text{А}$ .



а)



б)



в)

Рис. 10. Робочий орган (а) (вигляд знизу), реактивна маса (б) та резонатор (в) вібраційного сепаратора: 1 – коловий електромагнітний вібробудник; 2 – сито; 3 – реактивна маса; 4 – розвантажувальний патрубок



Рис. 11. Тримасовий вібраційний сепаратор з електромагнітним приводом в складі автоматичної технологічної лінії

**Висновок.** У даній статті автори виклали основні принципи створення та розрахунку тримасового вібраційного сепаратора з електромагнітним приводом та просторовим рухом робочого органа на основі теорії синфазних коливань. Наведені динамічні показники підтверджують технологічну придатність вібрмашини на робочій частоті  $50\text{Гц}$  та стабільність її роботи в умовах технологічного завантаження.

#### Література.

1. Назаренко І. І., Туманська О. В. *Машини і устаткування підприємств будівельних матеріалів: Конструкції та основи експлуатації: Підручник.* – К.: Вища шк., 2004. – 590 с.: іл.
2. Повідайло Володимир. *Вібраційні процеси та обладнання: Навч. посібник.* – Львів: Видавництво Національного університету „Львівська політехніка”, 2004. – 248 с.
3. Вайсберг Л. А. *Проектирование и расчет вибрационных грохотов.* М.: Недра, 1986. – 144 с.



4. Ланець О. С. Розрахунок тримасових механічних коливальних систем вібраційних машин з електромагнітним приводом та синфазним рухом коливальних мас // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. Український міжвід. наук.-техн. зб. – Львів: НУ “Львівська політехніка”, 2005. – Вип. 39. – С.76-82.
5. Гурський В. М. Визначення власних частот коливань двомасової вібраційної машини з електромагнітним приводом та просторовим рухом робочого органу // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. Український міжвід. наук.-техн. зб. – Львів: НУ “Львівська політехніка”, 2005. – Вип. 41. – С.-.
6. Деклар. пат. 19217 Україна, МПК(2006) B06B 1/02. Вібраційна машина об'ємної обробки з електромагнітним приводом. / О. В. Гаврильченко, О. С. Ланець, В. М. Гурський (Україна). - № и 2006 05174; Заявл. 11.05.2006; Опубл. 15.12.2006, Бюл. № 12. – 4 с.

### **СТВОРЕННЯ ТРИМАСОВОГО ЦИРКУЛЯЦІЙНОГО ВІБРАЦІЙНОГО СЕПАРАТОРА З ЕЛЕКТРОМАГНІТНИМ ПРИВОДОМ ТА СИНФАЗНИМ РУХОМ КОЛИВАЛЬНИХ МАС**

В статті викладені основні принципи створення та розрахунку тримасового циркуляційного вібраційного сепаратора з електромагнітним приводом та просторовим рухом робочого органу на основі теорії синфазних коливань. Наведені основні динамічні показники. Досліджено вплив маси завантаження на рух коливальних мас.

### **СОЗДАНИЕ ТРЕХМАССОВОГО ЦИРКУЛЯЦИОННОГО ВИБРАЦИОННОГО СЕПАРАТОРА С ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫМ ПОВОДОМ И СИНФАЗНЫМ ДВИЖЕНИЕМ КОЛЕБАТЕЛЬНЫХ МАСС**

В статье изложены основные принципы создания и расчета трехмассового циркуляционного вибрационного сепаратора с электромагнитным поводом и пространственным движением рабочего органа на основе теории синфазным колебаний. Приведены основные динамические показатели. Исследовано влияние массы загрузки на движение колебательных масс.

### **CREATION OF THE CIRCULATION VIBRATORY SEPARATOR WITH ELECTROMAGNETIC OCCASION AND COPHASED MOTION OF OSCILLATION THE MASSES**

This article describes main principles of making and account three-fat of circulation an oscillating separator with the solenoid drive and circuital movement of medium of loading on a base of the theory of co-phase oscillations are explained. The base dynamic parameters are reduced. Influence of weight of loading on movement of oscillatory weights is investigated.