

14. Параметр режиму роботи сепаратора W [7].

15. Кут нахилу  $\alpha$  сита до горизонту.

16. Властивості поверхонь ОД і ОГ та їх здатність до змочування і прилипання; характеристика і властивості технологічної рідини, яка застосовується під час вібраційного оброблення.

**Висновок.** Виявлені чинники по-різному впливають на ефективність і продуктивність сепарації. В розроблених і впроваджених кількох десятках моделей вібраційних сепараторів різних конструкцій, якими були оснащені механізовані віброобробляючі установки, продуктивність і ефективність сепарації регулювались величиною продуктивності розвантаження, швидкістю транспортування РС і кутом  $\alpha$  ( $-\alpha^\circ; +\alpha^\circ$ ). Для узагальненого розв'язку поставленої задачі необхідно провести комплексні детальні теоретичні і експериментальні дослідження кожного окремого чинника, виявленого у цій роботі.

1. Наговский В.В., Шенбор В.С. Оптимизация процесса загрузки и сепарации после вибрационной обработки // Вестн. Львов. политехн. ин-та. – 1998. – № 228. – С. 34–37. 2. Шенбор В.С., Беспалов А.Л. Розробка структурних схем вібраційних конвеєрів-сепараторів // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – 1998. – Вип. 33. – С. 20–23. 3. Шенбор В.С. Механізація процесу розвантаження і сепарації вібраційних машин з горизонтальною віссю // Вібрації в техніці і технологіях. – 2005. – № 1(39). – С. 50–54. 4. Повідайло В. Вібраційні процеси та обладнання: Навч. посібник. – Львів: Вид-во Нац. ун-ту “Львівська політехніка”, 2004. – 248 с. 5. Вибрационные эффекты в горных машинах и технологиях: Сб. науч. тр. / АН УССР. Ин-т геотех. механики; Редкол. В.Н. Потураев (отв. ред.) и др. – К.: Наук. думка, 1990. – 124 с. 6. Вибрационные и волновые транспортно-технологические машины: Сб. науч. тр. / АН Украины. Ин-т геотех. механики; Редкол.: Потураев В.Н. (отв. ред.) и др. – К.: Наук. думка, 1991. – 1112 с. 7. Вибрации в технике: Справочник. В 6 т. Т. 4: Вибрационные процессы и машины / Под ред. Э.Э Лавендела. – М.: Машиностроение, 1981. – 509 с.

УДК 621

І.А. Вікович, Б.В. Панкевич, Х.А. Висоцька\*, М.З. Лаврівський\*  
Національний університет “львівська політехніка”  
кафедра транспортних технологій,  
\*кафедра нарисної геометрії та графіки

## ОБҐРУНТУВАННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ ДЕЯКИХ ВІБРАЦІЙНИХ МЛИНІВ

© Вікович І.А., Панкевич Б.В., Висоцька Х.А., Лаврівський М.З., 2005

Розроблено нову конструкцію вібраційного млина для підвищення інтенсифікації процесу розмелювання матеріалів, де крім розмелювальних куль, введено допоміжні коліскоподібні мелючі тіла. Проведено обґрунтування ефективності роботи такого вібраційного млина.

It was devised a new construction of the vibration mill for increasing milling material process of intensification, where except milling balls, it was entered additional “carriage-similar” milling balls. Substantiation of efficiency of the work of such a vibration mill was carried out.

Способи подрібнення порошкових матеріалів за допомогою безперервної вібраційної дії відомі з [1–4]. Широкого розповсюдження набули кульові і роликіві млини вібраційної дії, які призначені для подрібнення порошкових матеріалів. Млини вібраційного типу постійно удоско-

налюються з метою збільшення їх продуктивності та підвищення інтенсифікації процесу розмелювання. Недоліком вібраційних млинів є довгота процесу розмелювання до заданої тонини помелу матеріалу, невисокий коефіцієнт корисної дії і низька продуктивність із-за малої питомої енергонапруженості процесу. Проте за рахунок об'єднання гармонічних кругових коливань робочої камери млина з ударним характером мелючих тіл забезпечується в 5–10 разів більша енергонапруженість процесу подрібнення, що приводить до значного скорочення терміну технологічного циклу подрібнення, збільшується продуктивність самих подрібнювальних пристроїв.

До таких енергонасиченіших млинів відносяться вібраційні кульові млини. Відомі ще ефективніші вібраційні млини, в яких замість робочих розмелюючих куль, використовують робочі розмелювальні циліндри.

Нами, на відміну від останніх, для підвищення інтенсифікації процесу розмелювання запропоновано замість робочих циліндрів додатково шарнірно закріпити “колисковоподібні” мелючі тіла (рис. 3) в нижній частині вібромлина (рис. 1, 2).

На рис. 1 зображено загальний вигляд вібраційного млина разом з робочими кулями і колисково-подібними робочими тілами, а на рис. 2 – вигляд збоку. Тут: 1 – корпус млина, 2 – циліндрична розмелювальна камера, 3 – кришки корпусу, 4 – підшипникові вузли з опорами, 5 – рама корпусу млина, 6 – віброізолятори, 7 – рама на фундаменті, 8 – електродвигун, 9 – муфта, 10 – дебалансний вал, 11 – дебаланси, 12 – пази в корпусі млина, 13 – знімна сітка, 14 – робочі мелючі кулі, 15 – “колисковоподібні” мелючі тіла, 16 – кришки півосей “колисковоподібних” мелючих тіл, 17 – завантажувальний патрубок, 18 – вивантажувальний лоток, 19 – контейнер для подрібненого продукту.

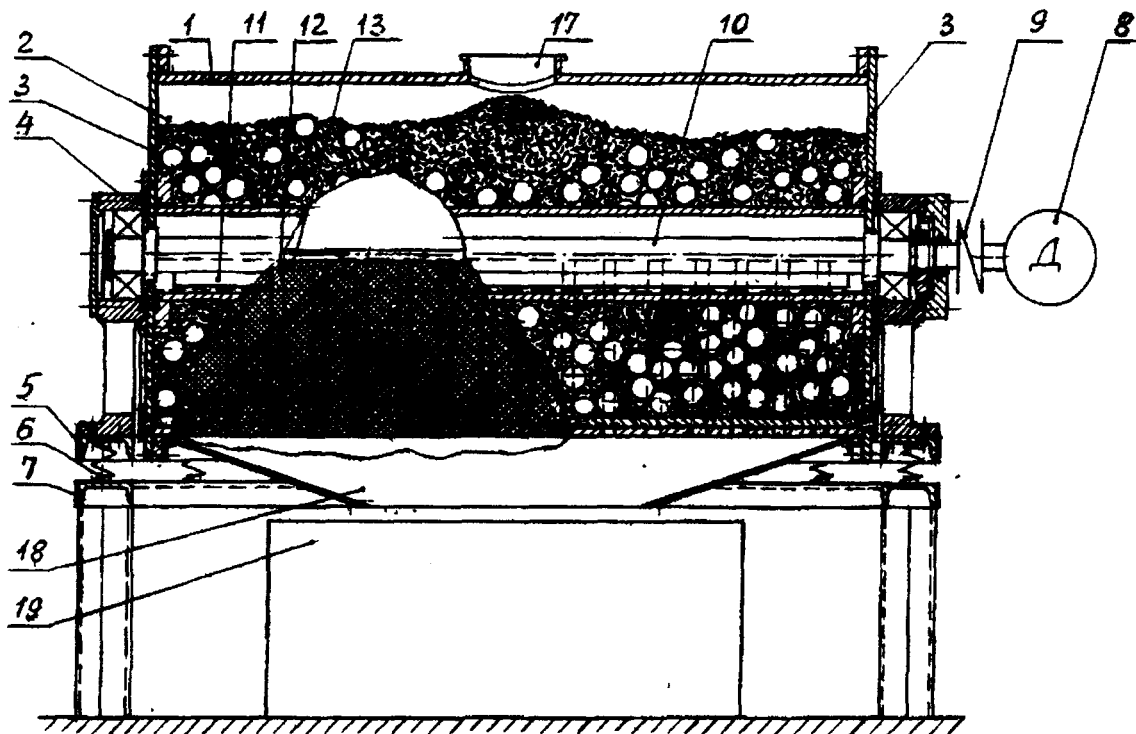


Рис. 1. Схема вібраційного млина з “колисковоподібними” мелючими тілами (головний вигляд)

Профіль нижньої половини перерізу “колисковоподібних” мелючих тіл вибраний конструктивно у вигляді еліпса із співвідношенням осей 3:1, причому розміщення півосей на торцях, щодо яких вони можуть повертатися, зміщені від центра ваги поперечного перерізу вздовж великої осі еліпса на  $\frac{1}{4}$  її довжини в протилежний бік від циркуляційного руху завантаження під час

встановлення їх у корпусі млина. Такий профіль і розміщення півосей на торцях “колисково-подібних” мелючих тіл забезпечує можливість повороту їх на кут  $\varphi=10-15^\circ$  і співударяння між собою під дією кругової вібрації корпусу. Зміщення півосей “колисковоподібних” мелючих тіл щодо центра ваги поперечного перерізу збільшує їх момент інерції, а тим самим і енергопотужність.

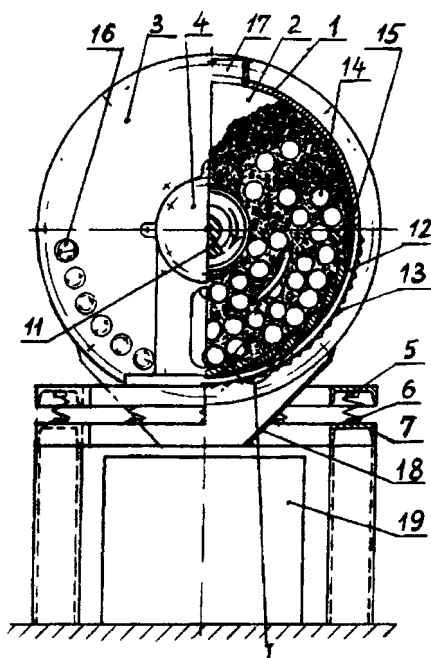


Рис. 2. Схема вібраційного млина з “колисковоподібними” мелючими тілами (вид з боку)

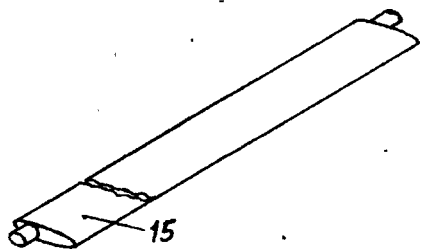


Рис. 3. “Колісковоподібне” тіло

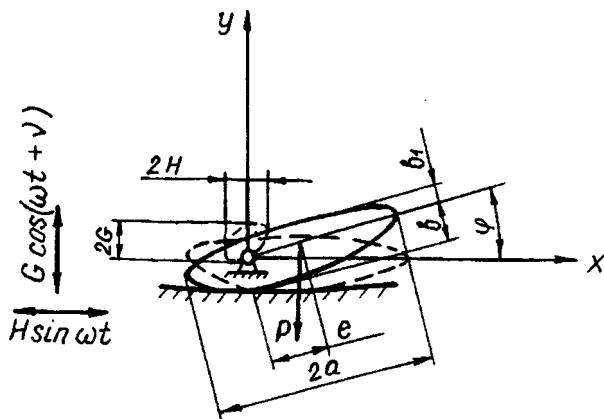


Рис. 4. Розрахункова схема коливань “колисковоподібного” мелючого тіла вібромлина

Профіль верхньої половини “колисковоподібних” мелючих тіл вибраний випуклим у вигляді еліпса із зменшеною вдвоє малою піввіссю з метою покращання помелу в результаті ударів куль об поверхню “колисковоподібних” мелючих тіл. Отже, профіль поперечного перерізу “колисково-подібних” мелючих тіл вибраний конструктивно залежно від розмірів корпусу і мелючих куль, кількості “колисковоподібних” мелючих тіл, кругової вібрації тощо з урахуванням забезпечення їх мінімальної ваги, можливості повороту на певний кут (до  $15^\circ$ ). Величина кута повороту вибрана такою, щоб не допустити попадання куль між двома суміжними “колисковоподібними” мелючими тілами і унеможливити їх заклинювання.

У процесі вібраційного розмелювання мелючі кулі, стрижні (циліндри), ролики, щоки тощо в період вільного руху уверх не беруть участь у помелі – “фаза вільного руху”, що відсутній в запропонованому вібротолі. Дебалансний вал спричиняє направлену кругову вібрацію корпусу млина, яка передається мелючим “колисковоподібним” тілам, які шарнірно закріплені до корпусу млина. Під дією кругової вібрації праві частини “колисковоподібних” мелючих тіл піднімаються ввєрх, повертаються відносно своїх півосей на невеликий кут  $\varphi = 10 - 15^{\circ}$ , а їх ліві частини в цей період розмелюють, тобто розчавлюють матеріал і сприяють інтенсифікації процесу розмелювання.

Щоб оцінити ефективність вібраційного розмелювання запропонованими “колисковоподібними” мелючими тілами порівняно з відомими мелючими стрижнями (циліндрами) чи кулями, достатньо розглянути їх розрахункові схеми, зображені на рис. 4, 5 і 6.

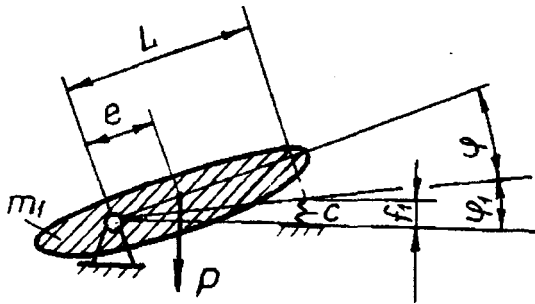


Рис. 5. Розрахункова схема для визначення ефективності удару під час розмелювання “колисковоподібним” робочим тілом

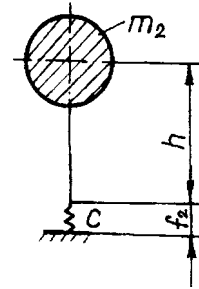


Рис. 6. Розрахункова схема для визначення ефективності удару під час розмелювання робочою кулею, стрижнем

У роботі [3] зазначено, що “колисковоподібні” тіла, які встановлені в корпусі вібраційного млина і шарнірно закріплені через півосі, є перевернуті фізичні маятники, горизонтальні осі яких здійснюють еліптичні коливання разом з корпусом під дією дебалансного віброприводу. Для забезпечення одноударних коливань вирішальну роль має частота й амплітуда корпусу вібраційного млина, а також геометричні параметри “колисковоподібних” мелючих тіл, зокрема, розміщення осі підвісу по відношенню до центра їх тяжіння і величини кута повороту.

Коли частота вимушених коливань дебалансного віброприводу є середньоквадратичною головних частот вібраційного млина ( $\omega = \sqrt{(\Omega_x^2 + \Omega_y^2)/2}$ ), де  $\Omega_x$  і  $\Omega_y$  – власні частоти), то рух завантаження проходить у напрямку, протилежному до обертання дебалансів [1].

Складені диференціальні рівняння відносного руху “колисковоподібних” мелючих тіл, горизонтально розташовані осі яких здійснюють гармонічні коливання (див. рис. 4), у двох взаємно перпендикулярних напрямках за законом  $x = A \sin \omega t$  і  $y = G \cos(\omega t + \nu)$ , що відповідає руху осей підвісів за еліптичними траєкторіями, де  $H$  і  $G$  – амплітуди,  $\omega$  – частота коливань,  $\nu$  – кут, який характеризує зсув фаз між складовими коливань. Встановлено умови існування стійкості та нестійкості стаціонарних режимів руху “колисковоподібних” мелючих тіл.

Якщо не враховувати вплив коливань осі підвісу “колисковоподібних” мелючих тіл і розсіяння енергії на величину співударяння двох суміжних мелючих тіл під час розмелювання матеріалу, то величина ударного імпульсу (для розрахункових схем, зображених на рис. 5 і 6) може бути визначена на основі теореми імпульсів про удар двох тіл [3], чи теореми про зміну кінетичної енергії системи, тобто з рівнянь енергії систем.

На рис. 5 і 6 прийнято такі позначення:  $m_1$ ,  $m_2$  і  $f_1$ ,  $f_2$  – маси і деформації відповідно запропонованого “колисковоподібного” і відомих мелючих куль (стрижнів),  $h$  – висота падіння кулі (стрижня) за заданої амплітуди коливань мелючої камери млина,  $\varphi$  і  $\varphi_1$  – кут повороту “колисковоподібного” тіла і кут, що відповідає місцевій деформації  $f_1$  мелючого матеріалу,  $e$  –

ексцентриситет, зміщення центра ваги мелючого тіла відносно осі його закріплення,  $L$  – відстань від осі закріплення мелючого тіла до точки рівнодії реакції між двома суміжними “колисково-подібними” мелючими тілами під час їх співудару,  $c$  – деяка загальна зведена жорсткість пружних мелючих тіл під час удару.

Для порівняння розрахункових схем (рис. 5, 6) проведемо елементарний розрахунок, використавши теорему про зміну кінетичної енергії системи

$$T - T_0 = \sum A_i . \quad (1)$$

Грунтуючись на (1), матимемо

$$\frac{-m_2 V^2}{2} = m_2 g f_2 - \frac{c f_2^2}{2}, \quad (2)$$

де швидкість вільного падіння кулі, що дорівнює

$$V = \sqrt{2gh} .$$

З рівняння (2) матимемо

$$m_2 g (h + f_2) = \frac{c f_2^2}{2}. \quad (3)$$

Отже, робота, яку здійснює сила ваги вантажу від початку його падіння до моменту, коли швидкість вантажу перетворюється в нуль, дорівнює потенціальній енергії деформації системи.

Загальна зведена розрахункова жорсткість пружних мелючих тіл під час удару прийнята однаковою для двох розрахункових схем.

Аналогічно для розрахункової схеми (рис. 5) матимемо

$$m_1 g e (\sin \varphi + \sin \varphi_1) = \frac{c (L \sin \varphi_1)}{2}. \quad (4)$$

Враховуючи, що  $\sin \varphi_1 = \frac{f_1}{L}$ , одержимо

$$m_1 g e (\sin \varphi + \frac{f_1}{L}) = \frac{c f_1^2}{2}. \quad (5)$$

Рівняння (3) і (5) – це квадратні рівняння, розв’язуючи які відносно  $f_1$  і  $f_2$ , відповідно одержимо

$$f_2 = \frac{m_2 g}{c} + \sqrt{\left(\frac{m_2 g}{c}\right)^2 + \frac{2m_2 g h}{c}}; \quad (6)$$

$$f_1 = \frac{m_1 g e}{cL} + \sqrt{\left(\frac{m_1 g e}{cL}\right)^2 + \frac{2m_1 g e \sin \varphi}{c}}. \quad (7)$$

Рівняння (6) відповідає формулі, наведеній у [5]. Тобто величина імпульсу під час удару пропорційна до її деформації. Тому для оцінки ефективності під час удару двох еквівалентних мелючих тіл виходитимемо із співвідношення їх деформацій, покладаючи при цьому, що  $m_1 = m_2$ , і одержимо

$$\frac{f_1}{f_2} = \frac{\frac{e}{L} + \sqrt{\left(\frac{e}{L}\right)^2 + \frac{2e}{mg} e \sin \varphi}}{1 + \sqrt{1 + \frac{2c}{mg} h}}. \quad (8)$$

Вважатимемо, що значно переважаючою за величиною є жорсткість  $c$ , яка входить у другі члени підкореневих виразів. Тому, нехтуючи всіма членами у виразі (8), крім других підкореневих членів, цілком припустимо для інженерних розрахунків розглянути тільки співвідношення останніх

$$\frac{f_1}{f_2} = \frac{e \sin \varphi}{h} = \frac{11,2 \cdot \sin 15^\circ}{6} \cdot 100\% = 48\% .$$

Як зрозуміло із наведеного розрахунку, величина ударного імпульсу і відповідно ефективність помелу запропонованими мелючими тілами порівняно з відомими підвищується на 48 %. Розрахунок проведений з умови, що обидва порівнювальні млини мають однакову амплітуду коливань ( $A = h = 6$  мм). Величина ексцентриситету  $e = 1/4$  довжини великої осі еліпса “колисковоподібного” мелючого тіла і дорівнюють 11,2 мм,  $\varphi = 15^\circ$ .

Шарнірне закріплення “колисковоподібних” мелючих тіл до корпусу ще більшою мірою збільшує енергію співударання за рахунок передавального зовнішнього збурення з боку корпусу вібраційного млина.

Отже, в результаті процесу розмелювання запропоновані “колисковоподібні” мелючі тіла ефективніші, ніж вільно віброуючі кулі чи стрижні.

Шарнірне закріплення запропонованих “колисковоподібних” мелючих тіл за допомогою півосей до корпусу вібраційного млина вилучає їх хаотичне взаємне переміщення, а у млині з відомими стрижнями можливими є їх перекося і заклинювання.

Окрім того, мелючі стрижні під час розмелювання швидко руйнують корпус розмелювальної камери, вони безпосередньо ударяють і ковзають вздовж внутрішніх стінок розмелювальної камери.

У запропонованому технічному рішенні “колисковоподібні” мелючі тіла оберігають корпус вібраційного млина від руйнування кулями, відсутнє проковзування, існує лише їх перекосявання (покосявання) відносно внутрішньої стінки розмелювальної камери. Тому таке технічне рішення уможливорює збільшити термін служби вібраційного млина порівняно з відомими.

Запропонована конструкція вібраційного млина значно легша за відомі. У відомих вібраційних млинах 40 % корисного об’єму займають масивні стрижні. У цьому технічному рішенні “колисковоподібні” мелючі тіла, розміщені по периферії вздовж твірних у нижній частині розмелювальної камери, мають плоску еліпсоподібну форму і займають малий об’єм.

Вібраційний млин порівняно з відомим має розширений діапазон застосування, більший питомий корисний об’єм, краще проходить крізь пази готовий продукт, скорочений час технологічного циклу подрібнення матеріалу. Це дає змогу підвищити продуктивність і ефективність вібраційного млина. Наприклад, для помелу 1 кг феритного сплаву у звичайному вібраційному млині необхідно 30–40 хв. Затрати енергії становлять 2,3 кВт. Тонина помелу – 60–80 мкм. У запропонованому вібраційному млині час помелу зменшується до 20–25 хв за тих самих затрат енергії.

Продуктивність установки – 2–3 кг/год; амплітуда коливань  $A = 6$ –10 мм; кругова частота  $\omega = 1330$  кол/хв; об’єм робочої камери  $V=0,3$  м<sup>3</sup>; співвідношення куль до завантаження  $\frac{V_k}{V_{заг}} = 1:1$ ; діаметри куль  $d_k = 15$ –20 мм; матеріал куль – сталь ШХ15; довжина “колисковоподібних” мелючих тіл – 800 мм, а їх ширина і максимальна висота поперечного перерізу – 45×11 мм; кількість “колисковоподібних” мелючих тіл – 14. Ширина пазів у корпусі вибрана у два рази меншою, ніж діаметр мелючих куль. Відстань між пазами вибрана конструктивно для забезпечення міцності корпусу млина.

Для одержання дрібного помелу в запропонованому технічному рішенні мелючі кулі сумісно взаємодіють з “колисковоподібними” мелючими тілами. Кулі попередньо подрібнюють крупніші фракції матеріалу, а “колисковоподібні” мелючі тіла доподрібнюють їх за рахунок співударання і одночасного розчавлювання частинок матеріалу, які обов’язково попадають між внутрішньою стінкою розмелювальної камери і “колисковоподібними” мелючими тілами (використовується ефект важеля за рахунок підбору профілю “колисковоподібних” мелючих тіл – при їх повороті відбувається притискання і перекосявання по внутрішній стінці розмелювальної камери відносно закріплених до корпусу цих мелючих тіл).

Отже, введення запропонованих “колисковоподібних” мелючих тіл із заданими конфігурацією, геометричними розмірами і вібраційними характеристиками млина підвищує ефективність вібраційного млина та його довговічність, збільшує корисний об’єм, дає змогу взаємодіяти з

мелючими кулями і отримати дрібний помел заданої тонини, а також за необхідності швидко змінювати тонину помелу.

1. Бауман В.А., Быховский И.И. *Вибрационные машины и процессы в строительстве*. – М.: Высш. шк., 1977. – 255 с. 2. *Вибрации в технике: Справочник. В 6 т. Т. 4: Вибрационные процессы и машины / Под ред. Э.Э. Лавендела*. – М.: Машиностроение, 1981. – 509 с. 3. Викович И.А., Боженко М.В., Гаршнев Ю.Г. *Одноударные колебания в вибрационной мельнице // Рукопис деп. в Укр НИИНТИ*. – К., 1986. – № 2088. – 8 с. 4. Гончаревич И.Ф., Фролов К.В. *Теория вибрационной техники и технологии*. – М.: Наука, 1981. – 318 с. 5. Пановко Я.Г. *Основы прикладной теории колебаний и удара*. – Л.: Машиностроение, 1976. – 320 с.

УДК 621.867.52

І.Й. Врублевський

Національний університет “Львівська політехніка”,  
кафедра нарисної геометрії і графіки

## ДОСЛІДЖЕННЯ КУТОВИХ КОЛИВАНЬ КОНСТРУКЦІЙ ДВОМАСОВОГО ВІБРОТРАНСПОРТЕРА-МАНІПУЛЯТОРА З БАГАТОКОМПОНЕНТНИМИ КОЛИВАННЯМИ

© Врублевський І.Й., 2005

Розглянуто декілька конструкцій двомасового вібраційного транспортера-маніпулятора з багатокомпонентними коливаннями, створених за допомогою твердотільного комп'ютерного моделювання в середовищі системи AutoCAD. Досліджено вплив конструктивних параметрів транспортера на власні частоти кутових коливань.

Some constructions of two-mass vibratory conveyor-manipulator with multi-component oscillations are considered. They have been created by means of the computer solid modeling in AutoCAD system. The influence of conveyor's constructive parameters on natural torque frequencies is investigated.

Двомасовий вібротранспортер-маніпулятор з багатокомпонентними коливаннями [1, 2], який складається з робочого органа 1 масою  $m_1$  і реактивного каркаса 2 масою  $m_2$  (рис. 1), з'єднаних між собою пружною системою у вигляді взаємно перпендикулярних плоских решітчастих (гратчастих) пружин 3, завдяки шести ступеням вільності та незалежним віброзбуджувачам поздовжніх, поперечних та вертикальних коливань реалізує лінійні коливання маніпулятора вздовж осей  $x, y, z$  та кутові коливання навколо цих осей ( $\xi, \psi, \zeta$  відповідно). Це дає змогу транспортувати деталі на лотку робочого органа за будь-якої траєкторії та обертати їх. Резонансні відстроювання поздовжніх, поперечних і вертикальних коливань ( $\rho_x = \omega / \omega_x$ ,  $\rho_y = \omega / \omega_y$ ,  $\rho_z = \omega / \omega_z$ , де  $\omega$  – частота коливань віброзбуджувачів,  $\omega_x, \omega_y, \omega_z$  – відповідні власні частоти) забезпечуються розмірами стрижнів гратчастих пружин і повинні бути в межах  $\rho_x = \rho_y = 0,92 \dots 0,96$ ,  $\rho_z = 0,8 \dots 0,9$  [3].

На власні частоти кутових коливань впливають співвідношення між радіусами інерції та конструктивними параметрами транспортера: відстані між точками кріплення пружин  $t$  і  $d$ , їх робоча довжина  $l$ , ширина  $b$ , відстань між стрижнями взаємно перпендикулярних пружин  $a$ . Вирази для резонансних відстроювань кутових коливань запишемо у відношенні до резонансних відстроювань коливань лінійних [3]:

$$\frac{\rho_x}{\rho_\zeta} = \frac{l}{2r_z} \sqrt{\frac{d^2 + t^2}{l^2} + \frac{7l + 9a}{5l + 6a} \cdot \frac{4}{3}}; \quad (1)$$