

У випадку 1 найбільшу амплітуду коливань маятник матиме тоді, коли лінія, що з'єднує вісь підвісу і центр мас, буде перпендикулярною до великої осі еліпса траєкторії руху точки підвісу. Наприклад, якщо $b > d$, то $\varphi_c = 0$, і лінія, що з'єднує вісь підвісу і центр мас у положенні рівноваги, повинна бути перпендикулярною до осі OY .

У випадку 2 вісь підвісу під дією вібраційного поля рухається по колу. У цьому випадку параметр ε залишається сталим за будь-якого кута φ_c , або іншими словами – розміщення маятника у вібраційному полі не впливає на його амплітуду коливань.

Характерними є випадки 3 і 4. У цих випадках вісь підвісу рухається по горизонталі і вертикалі, відповідно параметр ε , а значить і амплітуда коливань маятника, максимальні тоді, коли лінія, що з'єднує вісь підвісу і центр мас, перпендикулярні до горизонталі або вертикалі ($\varphi_c = \pi/2$ або $\varphi_c = 0$).

У п'ятому випадку робочий орган рухається по прямій, що становить кут φ_3 з горизонталлю. Параметр ε досягне максимуму за $\varphi_c = \pi/2 - \varphi_3$, $\operatorname{tg} \varphi_3 = d/b$. Тобто в цьому випадку амплітуда коливань маятника буде максимальною, коли лінія, що з'єднує вісь підвісу і центр мас у стані рівноваги, буде перпендикулярна до прямої, вздовж якої рухається вісь підвісу.

Наведені критерії оцінки руху маятникових вібраторів вібраційних двигунів дають змогу на етапі вибору конструктивної схеми двигуна визначати їх оптимальне кутове розміщення.

1. Ананьев И. В. *Справочник по расчету собственных колебаний упругих систем.* – М.–Л., 1946. 2. Евгеньев В.С., Павловский М.А. *О систематических погрешностях маятников чувствительных элементов при линейных колебаниях основания // Механика твердого тела.* – 1977. – № 2.

УДК 621.01

В.М. БОРОВЕЦЬ, В.С. ШЕНБОР

Національний університет “Львівська політехніка”

ВІБРАЦІЙНА ОБРОБКА ПЛОСКИХ ДОВГОВИМІРНИХ ДЕТАЛЕЙ

© Боровець В.М., Шенбор В.С., 2007

Розглянуто технологічний процес вібраційної обробки плоских довговимірних деталей в закріпленому стані з використанням вібраційних машин з електромагнітним приводом. Розглянуті вібраційні машини дають змогу розширити технологічні можливості шляхом забезпечення обробки певних площин деталей та збільшити силу різання за рахунок протифазного руху елементів машини, що приводить до зростання сумарної швидкості взаємодії оброблюваних деталей та робочого середовища.

In this work the technological process of vibration treatment of flat long details is considered in the fastened state with the use of machines of vibrations with an electromagnetic occasion. Considered the machines of vibrations allow to extend technological possibilities by providing of treatment of certain planes of details and multiply cutting force due to opposite motion of elements of machine which results in growth of total speed of co-operation of the processed details and working environment.

Постановка проблеми. У цій роботі розглянуто можливість обробки довговимірних плоских деталей у вібраційних машинах з електромагнітним приводом закріпленням їх на спеціальних пристроях, змонтованих та встановлених на підрамах, що коливаються разом з деталлю в протифазі контейнера. Можливість такого руху дає змогу збільшити швидкість взаємодії оброблюваних деталей та робочого середовища, а отже, і створене ним зусилля різання, тим самим

забезпечуючи інтенсифікацію обробки деталей. Одним із важливих завдань під час проектування цього типу машин є їх віброізоляція, яка повинна забезпечувати надійну фіксацію вібромашини на нерухомій основі і зменшувати до мінімуму змінні навантаження, які передаються машиною.

Аналіз останніх досліджень. Ефективність обробки деталей залежить від багатьох чинників, основними з яких є: режим оброблення; маса оброблюваних деталей і абразивних тіл; характеристика абразивного матеріалу; об'ємне співвідношення оброблюваних деталей і абразивних тіл; склад хімічно-активних робочих розчинів в резервуарі; спосіб закріплення оброблюваних деталей в контейнері.

У літературі широко висвітлюються результати досліджень вібраційного оброблення деталей [1, 2]. Найменш вивченим є питання впливу методу закріплення деталей на продуктивність, оскільки під час оброблення змінюється характер взаємодії деталей і абразиву.

Деталі в контейнері можуть розміщуватись в такий спосіб:

1) деталі в контейнері знаходяться у вільному стані і під час оброблення переміщуються разом з абразивними тілами. Такий спосіб передусім застосовується під час оброблення дрібних деталей з метою зняття задирок і затуплення гострих країв;

2) деталі закріплюються нерухомо і під час оброблення здійснюють коливання разом з контейнером, взаємодіючи з абразивними тілами. Цей спосіб є найбільш придатним під час оброблення габаритних деталей. Закріплення деталей дає змогу уникнути співударів між деталями, а також інтенсифікувати процес оброблення за рахунок збільшення енергії взаємодії з абразивними тілами;

3) деталі закріплюються в спеціальних пристроях-обкатниках і залежно від конструкції робочих поверхонь обкатника можуть рухатись як у напрямку направлено руху абразивних тіл, так і проти нього;

4) деталі закріплюються в спеціальних пристроях на реактивній масі і можуть рухатися у протифазі до направлено руху абразивних тіл, що приводить до інтенсифікації процесу оброблення завдяки збільшенню сумарної швидкості різання.

Виклад основного матеріалу. Оброблення довговимірних плоских деталей доцільно проводити у вібраційних машинах шляхом їх закріплення в пристроях. Ці машини складаються з прямокутного контейнера 9 (рис. 1), в якому знаходиться оброблювальне середовище 8 та розташовані з обох боків піврами 3, що сполучені з контейнером стрижневими пружинами 2, які встановлені по периферії, крім верхньої частини машини. Контейнер вібраційної машини почергово, за допомогою пружин, з'єднується з лівою та правою піврамами. У верхній частині піврами з'єднані між собою пристроєм 4, до якого закріплено деталь 8, яку повністю занурено в оброблювальне середовище.

Привід вібромашини виконаний у вигляді чотирьох шестиполюсних електромагнітів 5, що симетрично встановлюються з обох боків контейнера і якори 6 яких кріпляться з однаковим зазором до відповідних піврам.

Уся машина встановлена на основі 11 через гумові напіввушки 10, які встановлені в нерухомих, під час коливань машини, точках стрижневих пружин 2, а також гумові пружні елементи 12, розміщені на контейнері та піврамах.

Контейнер з електромагнітами у цій конструкції є однією коливною масою, а піврами з пристроєм і іншою деталлю, що пов'язані між собою пружними стрижневими елементами та утворюють двомасову коливальну систему. Параметри пружних елементів підбираються в такий спосіб, щоб їх жорсткість в усіх напрямках у площині коливань машини була однаковою.

Під час подачі пульсуючої напруги на котушки шестиполюсних вібробудників між електромагнітами і якорями виникає сила взаємодії, що утворює колові коливання мас машини, а саме – рух в протифазі контейнера з оброблювальним середовищем, і піврам з пристроєм та деталлю. При цьому інтенсивність обробки залежить від відносної швидкості деталей і тіл оброблювального середовища [1].

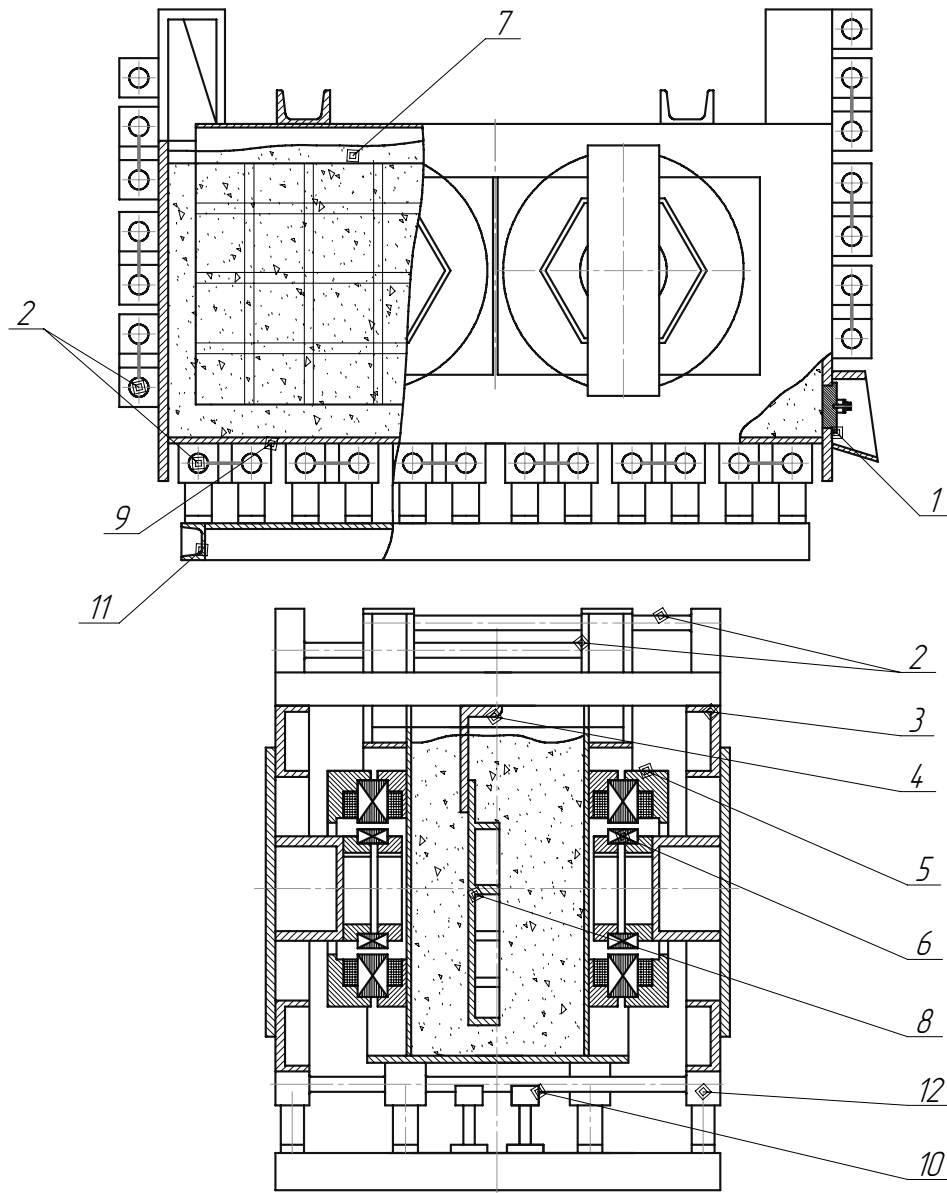


Рис. 1. Конструктивна схема вібромашини для оброблення плоских великогабаритних деталей

Сумарна жорсткість віброізолювальних пружних елементів контейнера і піврам вибирається обернено пропорційною до коливних мас. Тому сили, що передаються ними на основу, врівноважують одна одну. З врахуванням опор основних пружних елементів, встановлених в нейтральних точках, конструкція вібромашини є повністю врівноваженою.

Для розгляду віброізоляційної пружної системи динамічну схему вібраційної машини зручно подати у поперечній площині симетрії (рис. 2). На цій схемі контейнер зі встановленими на ньому електромагнітами з загальною масою m_k зв'язаний з рамою і встановленими на ній якорями загальною масою m_p , стрижневими пружинами з робочою довжиною l . На нерухому основу вібромашина встановлюється за допомогою віброізоляторів з жорсткостями c_k , c_p і c_n , виконаними у вигляді гумових елементів.

Віброізолювальна пружна система повинна забезпечувати надійну фіксацію вібромашини на нерухомій основі і зменшувати до мінімуму змінні навантаження, що передаються машиною.

Перша вимога задовольняється завдяки опорі стрижневих пружин на віброізолятори з високою жорсткістю C_n в точках, де амплітуда стрижневих пружин дорівнює нулю. Розташування цих точок визначається відстанню a , яку можна визначити за формулою [3]

$$a = \frac{m_k/m_p + 5}{6(m_k/m_p + 1)} l. \quad (1)$$

Уникнення передачі вібрації на основу досягається як встановленням віброізоляторів у нульових точках стрижневих пружин, так і вибором жорсткості та кількості віброізоляторів контейнера та рами, щоб зусилля, які передаються ними на основу, зрівноважували одне одного. Зрівноваження досягається виконанням співвідношення

$$\frac{i_k c_k}{i_p c_p} = \frac{m_k}{m_p}, \quad (2)$$

де i_k і c_k – відповідно кількість і осьова жорсткість віброізоляторів контейнера; i_p і c_p – кількість і осьова жорсткість віброізоляторів рами.

Аналогічне співвідношення повинно виконуватись і для поперечної жорсткості амортизаторів.

Стрижневі пружини, що з'єднують праву і ліву піврами з контейнером, зміщені на незначну величину стосовно одна одної по довжині (рис. 1). Це приводить до того, що місця встановлення віброізоляторів пружин є розміщені близько до поздовжньої площини симетрії машини і навіть у самій площині. В останньому найменш сприятливому випадку машина набуває можливості погойдуватися стосовно осі розміщення віброізоляторів пружин. Ця можливість реалізується під час виходу центрів мас контейнера і рами з поздовжньої площини симетрії в результаті неточності виготовлення деталей і складання машини, а також за близькості частоти погойдувань ν_1 і робочої частоти ν коливання машини. Для зменшення передачі навантажень на основу від погойдувань приймаємо [4]

$$\nu/\nu_1 = 5. \quad (3)$$

Це співвідношення, з урахуванням (2), дає змогу визначити необхідну жорсткість віброізоляторів рами

$$c_p = \frac{\pi^2 \nu^2 I_o}{6,25 \left(\frac{m_k}{m_p} L_k^2 + L_p^2 \right) i_p}, \quad (4)$$

де I_o – момент інерції усіх мас вібромашини щодо осі встановлення пружин віброізоляторів; L_k і L_p – координати розміщення віброізоляторів відповідно контейнера і рами (рис. 2).

Якщо віброізолятори контейнера і рами виконані у вигляді гумових циліндричних стаканів, то осьові жорсткості амортизаторів контейнера і рами дорівнюють:

$$c_k = \frac{E_2 F_k}{h_k}, \quad c_p = \frac{E_2 F_p}{h_p}, \quad (5)$$

де E_2 – модуль пружності гуми; F_k, h_k і F_p, h_p – площа перерізу і висота віброізоляторів відповідно контейнера і рами.

Задаючись площею перерізу з формул (5), можна визначити висоту амортизаторів контейнера і рами.

Амортизатори, на які опираються стрижневі пружини здебільшого виконують у вигляді гумових напіввулок. Жорсткість цих віброізоляторів можна приймати такою, що дорівнює поло-

вині радіальної жорсткості відповідних гумових втулок, і згідно з даними [5], отримаємо формулу для визначення жорсткості віброізолятора пружини

$$c_n = \frac{3\pi G_s h_n}{4} \frac{4h_n^2 + 6(d_3 - d_8)^2}{4h_n^2 + 3(d_3 - d_8)^2} \left(\frac{d_3 + d_8}{d_3 - d_8} \right)^3, \quad (6)$$

де d_3 і d_8 – відповідно зовнішній та внутрішній діаметри напіввтулок; h_n – довжина напіввтулок.

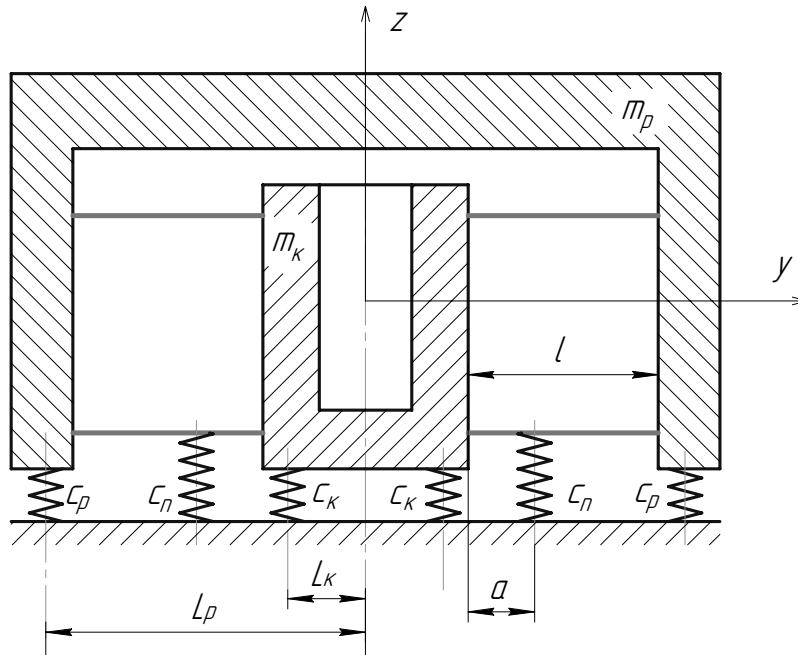


Рис. 2. Динамічна схема вібромашини у поперечній площині симетрії

Статичне навантаження на кожний із віброізоляторів залежить не тільки від його жорсткості, кількості віброізоляторів і ваги машини, але і від попередніх деформацій f_k і f_p віброізоляторів контейнера і рами до моменту початку навантаження віброізоляторів стрижневих пружин. Якщо прийняти, що навантаження R на кожен віброізолятор однакові, то воно визначається з виразу

$$R = \frac{g(m_k + m_p)}{i_k + i_p + i_n}, \quad (7)$$

де g – пришвидшення земного тяжіння; i_n – кількість віброізоляторів стрижневих пружин.

Додаткова деформація віброізолятора контейнера $f_{k,d}$, що виникає після включення в роботу віброізоляторів пружин, дорівнює

$$f_{k,d} = \frac{R}{c_k} - f_k. \quad (8)$$

Статичні деформації стрижневих пружин щодо точок їх кріплення до контейнера в результаті опори всієї конструкції на віброізолятори в місцях встановлення віброізоляторів рами і пружин дорівнюватимуть

$$\left. \begin{aligned} \Delta_n &= \frac{R}{c_k} - f_k - \frac{R}{c_n} \\ \Delta_p &= \frac{R}{c_k} - f_k - \frac{R}{c_n} + f_p \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

З умов рівноваги контейнера і рами отримаємо вирази, що уможливають послідовно визначити f і f_k :

$$f = f_k + f_p = m_p g \frac{l^3}{12E I_n} \left[\frac{1}{c_k} - \frac{1}{c_p} - \frac{l^3 i_n}{12E I_n} \left(3 - 2 \frac{a}{l} \right) \frac{a^2}{l^2} \right] R ; \quad (10)$$

$$f_k = \left(3 - 2 \frac{a}{l} \right) \frac{a^2}{l^2} f + \left[1 - \left(3 - 2 \frac{a}{l} \right) \frac{a^2}{l^2} \frac{R}{c_k} + \left(3 - 2 \frac{a}{l} \right) \frac{a^2}{l^2} \frac{R}{c_p} \right] - \left[1 + 4 \frac{a^3}{l^3} \left(1 - \frac{a}{l} \right)^3 \frac{l^3 c_n}{12E I} \right] \frac{R}{c_p}, \quad (11)$$

де $I = \frac{\pi d^2}{64}$ – момент інерції перерізу стрижневої пружини.

Розрахункові висоти недеформованих гумових стаканів віброізоляторів контейнера і рами відповідно дорівнюють

$$\begin{aligned} h_k^* &= h_k + f_k + f_{k.d}; \\ h_p^* &= h_p + f_p + \Delta_p. \end{aligned} \quad (12)$$

Розрахунок віброізоляторів машин необхідно проводити в запропонованій послідовності.

Висновки. Застосування вібраційних машин з електромагнітним приводом, де деталь розміщується нерухомо у спеціальному пристрої, встановленому між піврамами машини, і здійснює коливання в протифазі в напрямку руху робочого середовища, забезпечує збільшення сумарної швидкості різання, а відповідно і продуктивності технологічного процесу. Запропонована конструкція машини з гумовими віброізоляторами та методика їх розрахунку забезпечує зменшення передачі енергії на основу і покращує умови виробництва.

1. Боровець В.М., Шенбор В.С., Савчин Б.М. Вібраційна обробка деталей з застосуванням обертових пристроїв // Вісник НУ“Львівська політехніка” “Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні”. – 2006. – Вип. 40. – С. 35–39. 2. Карташов И.Н., Шаинский М.Е., Власов В.А. Обработка деталей свободными абразивами в вибрирующих резервуарах. – К.: Вища шк., 1975. – 188 с. 3. Щигель В.А. Определение наложения неподвижных точек на плоских пружинах вибрационных лотков-транспортёров // Электронная техника. Серия 7. – 1972. – Вып.2 (50). 4. Поновко Я.Г. Основы прикладной теории колебаний и удара. – Л.: Политехника, 1990. – 272 с. 5. Потураев В.Н., Дырда В.И. Резиновые и резинометаллические детали машин. – М.: Машиностроение, 1977. – 216 с.