



УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **38804** (13) **U**  
(51) МПК  
**B24B 31/067 (2008.01)**

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ  
І НАУКИ УКРАЇНИ

ДЕРЖАВНИЙ ДЕПАРТАМЕНТ  
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ  
ВЛАСНОСТІ

## ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

видається під  
відповідальність  
власника  
патенту

### (54) ВІБРАЦІЙНА МАШИНА

1

2

(21) u200805362

(22) 24.04.2008

(24) 26.01.2009

(46) 26.01.2009, Бюл.№ 2, 2009 р.

(72) СИЛИВОНЮК АНДРІЙ ВОЛОДИМИРОВИЧ,  
UA, НАХАЄВ ПЕТРО ПЕТРОВИЧ, UA, ТИМОЩУК  
ВІКТОР МИКОЛАЙОВИЧ, UA(73) ЛУЦЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІ-  
ВЕРСИТЕТ, UA

(57) Вібраційна машина, що містить пружні елементи, яка **відрізняється** тим, що пружини встановлені похило до вертикальної осі, котра проходить через центр мас робочого органу так, що точка перетину осей пружин розміщена на вказаній вертикальній осі, а їх поперечна жорсткість становить половину осьової жорсткості.

Корисна модель відноситься до галузі машино- і приладобудування та може бути використана для зниження рівня вібрації, що виникають при пуску та зупинці вібраційних машин.

Відома машина для об'ємної вібраційної обробки деталей, що складається з вібруючого робочого органу (U-подібного контейнера), встановленого на станині за допомогою м'яких сталевих гвинтових циліндричних пружин. Під робочим органом жорстко закріплено дебалансний вібробудник, що приводиться в рух від трифазного асинхронного двигуна [див. Вибрационные станки для обработки деталей. Баби́чев А. П., Трунин В. Б., Самодумский Ю. М. и др. - М.: Машиностроение. - 1984. - С.56-57]. Зазвичай, вібраційні машини з інерційним приводом є зарезонансними. Частоти власних коливань пружно підвішеного робочого органу є в кілька разів нижчими за частоту вимушених коливань. Тому недоліками вібротехніки є те, що в процесі розбігу та вибігу під час збігу власних частот із вимушеною виникають інтенсивні резонансні коливання. При цьому вони у багато разів перевищують амплітуди усталеного режиму руху. Відповідно, зростають динамічні навантаження на елементи конструкції вібраційних машин. Крім того, для проходження ротором електродвигуна резонансної зони необхідно істотно знизити частоту обертання машини, у якій для забезпечення плавного пуску та дистанційного плавного регулювання амплітуди коливань на рухомому дебалансі встановлений пружинний двигун. Двигун виконаний у вигляді барабана, що обертається, з зовнішнім зубчастим вінцем і внутрішньою спіральною пружиною та намотаного на барабан елас-

тичного шлангу, що підключений до джерела тиску, а на валу закріплений диск, що з'єднаний з нерухомим дебалансом і прилаштованим зубчастим сектором, який взаємодіє з зубчастим вінцем барабана [див. А.С. СССР №568826, кл. F 26B 17/30, 1977р.]. Однак, дана конструкція є складною та призводить до труднощів в експлуатації.

Відомий спосіб зменшення резонансних амплітуд при пуску вібротехніки, який полягає у тому, що при досягненні кутової швидкості вібратора значення, близького до частоти власних коливань, електродвигун вібратора вимикають, а після проходження періоду часу, протягом якого кутова швидкість досягає зарезонансного значення, виконують вмикання електродвигуна (див. А.С. СССР №255760, кл. B021, 1970р.).

Однак, як відомо, для кожної конкретної коливної системи потрібно досить точно (до 0,01с) визначати час вмикання та повторного вмикання двигуна. Для цього, крім складних розрахунків, потрібні параметри конкретної коливної системи, окремі з яких визначити з необхідною точністю досить проблематично, наприклад - коефіцієнти демпфування. Відомо, що на відміну від режимів, досить віддалених від резонансних, для яких силами опору в коливальній системі зазвичай нехтують, при дослідженні перехідних режимів навіть найменші зміни коефіцієнтів демпфування істотно впливають на характер перебігу процесу проходження резонансної зони. Запропонований підхід досить чутливий до похибок моделі, що ставить під сумнів ефективність його практичного використання. Крім того, ускладнюється конструкція вібротехніки та її обслуговування.

(13) **U**  
(11) **38804**  
(19) **UA**

Найбільш близьким до запропонованої корисної моделі є спосіб пуску або зупинки віброактивних машин, у якому машину встановлюють на основний та додатковий пружні елементи, при цьому перед пуском (зупинкою) машину з'єднують з додатковим пружним елементом (з іншою жорсткістю та, відповідно, власною частотою), знижують тиск повітря в основному пружному елементі, а після пуску (зупинки) машини від'єднують від неї додатковий пружний елемент і піднімають тиск повітря в основному елементі до вихідного значення (див. А.С. СССР №1618928, кл. F 16 F 15/00, 1988р.). Однак даний спосіб пуску вимагає керування процесом пуску (зупинки) віброактивної машини, крім того конструкція є складною, передбачає наявність додаткового пружного елемента, що у багатьох випадках є нераціональним і навіть не прийнятним.

В основу корисної моделі поставлено задачу зменшити резонансні коливання віброактивної машини при її пуску (зупинці) без ускладнення конструкції та без необхідності керування процесом пуску. Це дозволить зменшити динамічні навантаження на елементи конструкції машини та понизити необхідну потужність електропривода.

Поставлена задача вирішується наступним чином. У вібраційній машині, яка містить пружні елементи, згідно з запропованою корисною моделлю, пружини встановлені похило до вертикальної осі, яка проходить через центр мас пружно-підвішеного робочого контейнера так, що точка перетину осей пружин розміщена на вказаній вертикальній осі, а їх поперечна жорсткість становить половину осьової жорсткості.

На приведених рисунках на Фіг. 1 зображено просторову модель вібраційної машини. На Фіг. 2 - циліндричні корки, за допомогою яких кріпляться пружини.

Вібраційна машина містить: 1 - U- подібний підпружинений робочий контейнер; 2 - віброзбудник з двома дебалансами; 3 - пружини; 4 - компенсуючу еластичну муфту; 5 - електродвигун; 6 - станину.

Вібраційна машина працює наступним чином.

При пуску електродвигуна 5 віброзбудник 2 починає обертатися. Дебаланси, обертаючись, генерують відцентрові сили інерції, які приводять у колові коливання робочий контейнер 1 з так званим завантаженням (робочим середовищем та оброблюваними деталями), що в ньому знаходиться. Оскільки робочий контейнер 1 встановлено на пружини 3, у яких

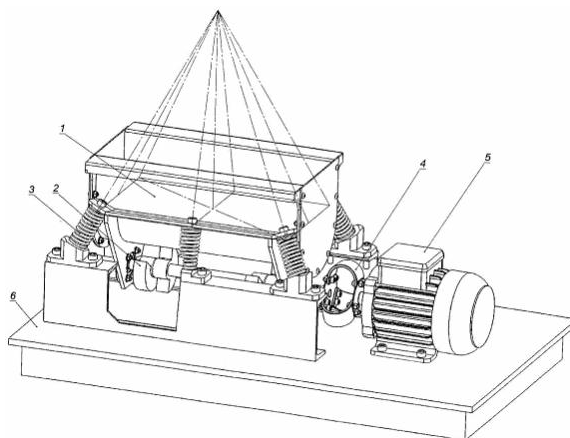
$$c_{зс} = 0,5c_{роз},$$

де  $c_{роз} = p^2 M$ ,  $c_{зс}$ ,  $c_{роз}$  - жорсткість пружин відповідно на зсув та розтяг-стиск;  $M$  - сумарна пружно підвішена маса;  $p$  - частота власних коливань системи вздовж вертикальної осі, то під час вмикання електродвигуна 5 та його вимикання не виникає інтенсивних резонансних коливань. Цей факт, а також те, що пружини 3 встановлені під кутом у поперечній та повздовжній площинах та закріплені спеціальними циліндричними гвинтовими корками (Фіг. 2), запобігає втраті стійкості пружин 3 при пуску та зупинці вібраційної машини.

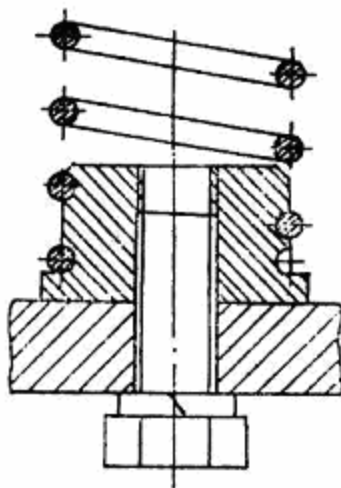
У запропонованій конструкції вібраційної машини зменшення жорсткості пружин 3, крім зменшення передачі вібрації на станину 6, істотно полегшує проходження коливальної системи через зону резонансних частот. Щоб зниження жорсткості пружин 3 не призвело до втрати їх стійкості, пружини 3 встановлюються у поздовжній та поперечній площинах під кутом 15...30° до вертикальної осі, що проходить через центр мас робочого контейнера 1 так, що точка перетину осей пружин розміщена на вказаній вертикальній осі.

Для лабораторної вібраційної машини при встановленні пружин у запропонований спосіб знизились максимальні амплітуди резонансних коливань системи з 15мм до 11мм. Двигун з номінальною потужністю 120Вт замінили на двигун потужністю 90Вт.

Таким чином, застосування запропонованого способу зменшення резонансних коливань при пуску вібраційної машини дозволяє з незначними змінами відомої конструкції знизити динамічні навантаження на її елементи і, тим самим, зменшити енерго- та металомісткість конструкції.



Фіг. 1



Фиг. 2