



УКРАЇНА

(19) UA (11) 39323 (13) A

(51) 7 B28B1/08

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ
І НАУКИ УКРАЇНИДЕРЖАВНИЙ ДЕПАРТАМЕНТ
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІОПИС
ДО ДЕКЛАРАЦІЙНОГО ПАТЕНТУ
НА ВИНАХІДвидається під
відповідальність
власника
патенту

(54) ВІБРАТОР ЗІ ЗМІННИМ СТАТИЧНИМ МОМЕНТОМ

(21) 2000031482

(22) 15.03.2000

(24) 15.06.2001

(33) UA

(46) 15.06.2001, Бюл. № 5, 2001 р.

(72) Олехнович Каземір Олександрович, Яресько Віктор Іванович

(73) Полтавський державний технічний університет імені Юрія Кондратюка

(57) 1. Вібратор зі змінним статичним моментом має дебалансний вал, рухомий дебаланс і гвинтові пружини, який **відрізняється** тим, що додатково

на валу закріплений нерухомий дебаланс таврової форми з постійним статичним моментом, до якого за допомогою гребне-пазового з'єднання опозитно приєднаний рухомий дебаланс підковоподібної форми, який має гвинтові пружини, які розміщені з двох боків дебалансів, кінці яких закріплені на обох дебалансах, причому початковий статичний момент рухомого дебаланса складає 0,2-0,25 від статичного моменту нерухомого дебаланса, і він має отвір для шпильки, з контргайками, жорстко закріпленої в ступці нерухомого дебаланса.

Винахід відноситься до вібраційної техніки, яка використовується у будівництві та у промисловості будівельних матеріалів.

Найбільш широке використання для збудження коливань робочих органів вібромашин знайшов механічний дебалансний вібратор, який являє собою прикріплений у підшипниках вал, на якому закріплений дебаланс у вигляді неврівноваженої маси.

При обертанні вала виникає вимушуюча сила, відповідно до залежності:

$$F = m e \omega^2; \quad (1)$$

де m - маса дебаланса; e - величина ексцентриситету його центру мас; ω - кутова частота коливань.

Постійний статичний момент дебаланса, що представляє добуток $m e$, припускає, що примушуюча сила пропорційна силі квадрату кутової частоти, тобто у випадку збільшення кутової частоти удвічі примушуюча сила, збільшиться вчетверо. Це викликає перевантаження підшипників та надмірну інтенсивність вібрації робочого органу.

Відомі механічні дебалансні вібратори, які дозволяють ступенево змінювати статичний момент дебалансів за рахунок встановлення у його отвори додаткових вантажів [1].

Недоліком такого технічного рішення є необхідність виключати привідний двигун для перестановки додаткових вантажів.

Найбільш близький за сукупністю ознак до пропонованого винаходу вібратор з автоматичною зміною статичного моменту дебаланса у процесі зміни кутової частоти коливань, який усуває цей недолік [2].

Такий вібратор включає висувний дебаланс із прямокутним прорізом по осі симетрії, який може переміщуватися відносно лисок, виконаних на привідному валу, утворюючи ковзку пару. Від довільного зміщення, дебаланс утримується опозитно розміщеними пружинами, які знаходяться у заповнених маслом сильфонах, порожнини яких з'єднані каналом із керованим перерізом, що проходить крізь вал. У вихідному положенні статичний момент дебаланса має мінімальне значення, тому при запуску вібратора зменшуються резонансні розхитування. При підвищенні частоти обертання під час розгону електродвигуна до номінального значення, дебаланс під дією вимушуючої сили повністю висувається, збільшуючи свій статичний момент до номінальної величини. Після виключення дебаланс під дією стиснутої пружини повертається у вихідне положення.

Недоліком такої конструкції є її складність. Крім того, її призначення визначається лише необхідністю зменшення резонансних розхитувань робочого органу при запуску та виключенні вібратора і не сприяє підвищенню технологічної ефективності вібромашини. Відомо, що технологічна ефективність багатьох вібромашин помітно зростає, якщо за кожний робочий цикл вдається неодноразово змінити у заданих межах кутову частоту вібрації робочого органу, що можна здійснити за допомогою вібратора зі змінним статичним моментом дебалансів.

В основу винаходу поставлена задача вдосконалити конструкцію механічного дебалансного вібратора за рахунок автоматичної зміни статичного моменту дебаланса при збільшенні кутової час-

тоти його обертання і навпаки збільшення статичного моменту при зменшенні кутової швидкості за кожний робочий цикл, що підвищує технологічну ефективність вібромашини і знижує навантаження на підшипники.

Поставлена задача розв'язується тим, що вібратор зі змінним статичним моментом має дебалансний вал, рухомий дебаланс і гвинтові пружини відрізняється тим, що додатково на валу закріплений нерухомий дебаланс таврової форми з постійним статичним моментом, до якого за допомогою гребне-пазового з'єднання опозитно приєднаний рухомий дебаланс підковообразної форми, який має гвинтові пружини, які розміщені з двох боків дебалансів, кінці яких закріплені на обох дебалансах, причому початковий статичний момент рухомого дебаланса складає 0,2-0,25 від статичного моменту нерухомого дебаланса, і він має отвір для шпильки, з контргайками, жорстко закріпленої в ступці нерухомого дебаланса.

У результаті сумарний статичний момент складеного дебалансу визначається як різниця статичних моментів рухомого і нерухомого дебалансів і зменшується у міру плавного збільшення кутової частоти обертання складеного дебаланса за рахунок збільшення статичного моменту рухомого дебаланса.

На фігурі схематично зображений вібророзбуджувач зі змінним статичним моментом дебаланса, вид у площині його обертання.

Літерою δ позначено положення рухомого дебаланса при максимальному зміщенні, літерою α - початкове положення рухомого дебаланса (позначено пунктиром). R - зовнішній радіус обертання основного дебаланса; e_n - величина приросту ексцентриситету рухомого дебаланса у положенні максимального зміщення, між лініями $O-O$ та O_1-O_1 .

На дебалансному валу 1 за допомогою шпоночного з'єднання закріплені! нерухомий дебаланс 2 таврової форми, який має отвір 3 для можливої установки додаткового вантажу. Рухомий дебаланс 4 приєднаний до основного дебаланса 2 за допомогою гребне-пазового з'єднання 5 і 6 (показано пунктиром), утворюючи ковзку пару; в певному положенні за рахунок тарованих циліндричних пружин 7 і 8, розташованих попереду та позаду нерухомого дебаланса 2, кінці яких приєднані до обох дебалансів, наприклад за допомогою болтів 9 і шайб 10. Гребні 5, виконані на внутрішніх бокових поверхнях рухомого дебаланса 4, зміщуючись відносно пазів 6, виконаних на бокових поверхнях нерухомого дебаланса 2 забезпечуючи приріст ексцентриситету e_n рухомого дебаланса 4 до його граничного зміщення, обмеженого гайкою та контргайкою 11, закріплених на шпильці 12, що проходить через отвір у рухомому дебалансі 4, жорстко закріплена в ступці 13 нерухомого дебаланса 2.

Підковоподібна форма рухомого дебаланса передбачає зручне закріплення кінців гвинтових пружин на найбільшій відстані від осі обертання дебалансів. Таврова форма основного дебаланса, крім зручного закріплення кінців, дозволяє розмістити його основну масу на найбільшому віддаленні від осі обертання і, крім того, дає можливість зробити отвір для встановлення додаткового вантажу.

У загальному вигляді сумарний статичний момент основного і рухомого, розміщених опозитно, дебалансів, дорівнює різниці їх статичних моментів:

$$\Sigma Me = Me_0 - m(e_1 + e_n); \quad (2)$$

де Me_0 - статичний момент основного дебаланса (може змінюватися за рахунок встановлення додаткового вантажу); m - маса рухомого дебаланса; e_1 - ексцентриситет рухомого вантажу в початковому положенні; e_n - приріст ексцентриситету рухомого вантажу за рахунок його зміщення під дією відцентрової сили інерції.

На початку змінного режиму коливань під дією попереднього натягу тарованих пружин 5 і 6 рухомий дебаланс 4 своїми плоскими виступами 14 впирається в запічники 15 основного дебаланса 2 і величина приросту ексцентриситету e_n у цьому випадку дорівнює нулю.

У міру ступеневого або плавного збільшення кутової частоти обертання дебалансового вала 1 вимушуюча сила, яка прикладена до рухомого дебаланса 4, відповідно до залежності (2), переборює силу натягу тарованих пружин і рухомий дебаланс починає повзати відносно основного дебаланса у радіальному напрямку, збільшуючи приріст свого ексцентриситету e_n , а, отже, і свій статичний момент, який віднімається від початкового статичного моменту основного дебаланса 2, зменшуючи цим сумарний статичний момент двох дебалансів (див. залежність (2)).

Граничне зміщення рухомого дебаланса 4 регулюється гайкою та контргайкою 11, закріплених на шпильці 12.

Шляхом нескладного розрахунку можна підібрати співвідношення статичних моментів основного і рухомого дебалансів у поєднанні з необхідною жорсткістю тарованих пружин, щоб отримати певний закон зміни сумарного статичного моменту, в заданих параметрах назначених початкової і граничної кутових частот обертання дебалансного вала, при яких здійснюють автоматичну зміну сумарного статичного моменту. У результаті цього примушуюча сила дії на підшипники залишається незмінною, трохи збільшується або навіть зменшується відносно значення початку її регулювання.

Частка статичного моменту рухомого дебаланса 0,2-0,25 від статичного моменту основного дебаланса визначається тим, що зменшення його частки буде вимагати у процесі регулювання занадто великий приріст ексцентриситету e_n і в результаті радіальний габарит рухомого дебаланса може вийти за радіус обертання R основного дебаланса. Збільшення частки початкового статичного моменту рухомого дебаланса вище рекомендованої межі буде невиправдано збільшувати загальну масу дебалансів при заданому сумарному статичному моменті, а також буде вимагати збільшення жорсткості тарування пружин і пов'язане з цим збільшення їх маси та габаритів. Як впливає з опису пропонованого винаходу, його впровадження в широкому діапазоні динамічних можливостей не викликає будь-яких технічних труднощів, але в той же час дає можливість збільшити довговічність підшипників дебалансного вала, а також підвищити технічний рівень та конкурентноздат-

ність вібраційної техніки за рахунок різночастотного режиму вібрації.

Джерела інформації

1. Строительные машины: Справ. - В 2 т. - Т. 2. Оборудование для производства строительных материалов и изделий / Под ред.

М.П. Торбовца. – 3-е изд. - М: Машиностроение, 1999. - Рис. 2.69.

2. Ас. СССР № 278502. Вибратор с переменным статическим моментом, опубл. 6.08.1976. БИ № 25.

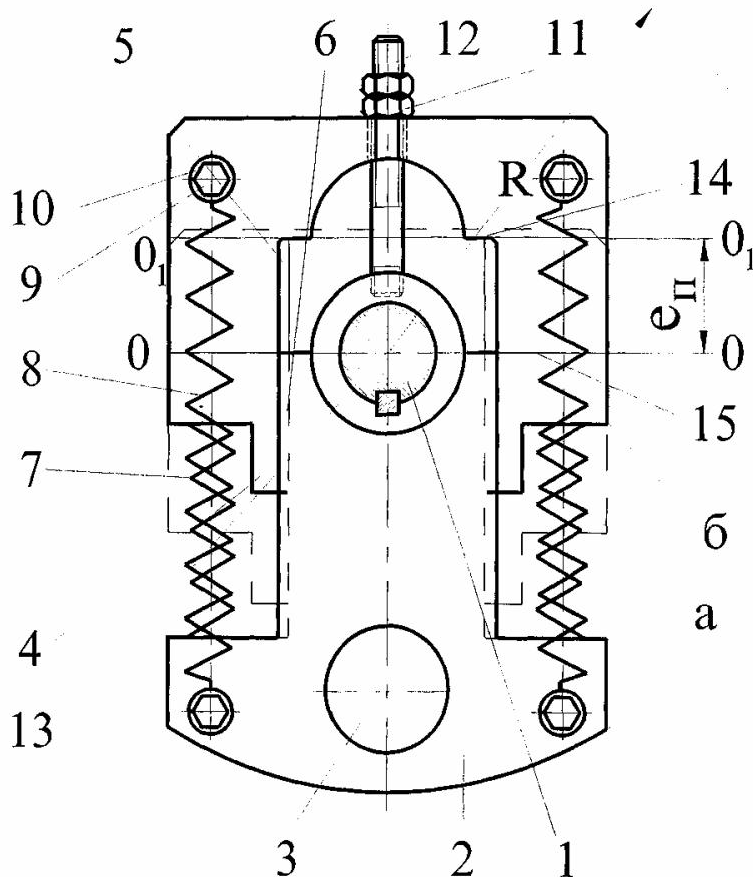


Fig.

ДП "Український інститут промислової власності" (Укрпатент)
Україна, 01133, Київ-133, бульв. Ліси Українки, 26
(044) 295-81-42, 295-61-97

Підписано до друку _____ 2001 р. Формат 60х84 1/8.
Обсяг _____ обл.-вид. арк. Тираж 50 прим. Зам.

УкрІНТЕІ, 03680, Київ-39 МСП, вул. Горького, 180.
(044) 268-25-22