



УКРАЇНА

(19) UA (11) 89110 (13) C2

(51) МПК (2009)

F16F 7/00

F16F 13/00

F16F 15/00

F16C 27/00

B23B 19/00

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ
І НАУКИ УКРАЇНИ

ДЕРЖАВНИЙ ДЕПАРТАМЕНТ
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ

ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА ВИНАХІД

(54) ПРУЖНА ОПОРА ДЛЯ ПІДШИПНИКІВ РОТОРНИХ СИСТЕМ

1

2

(21) а200804839

(22) 14.04.2008

(24) 25.12.2009

(46) 25.12.2009, Бюл.№ 24, 2009 р.

(72) ГАПОНОВ ВОЛОДИМИР СТЕПАНОВИЧ,
ГАЙДАМАКА АНАТОЛІЙ ВОЛОДИМИРОВИЧ

(73) НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
"ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ"

(56) SU 983340, 27.12.1982

SU 1352108, A1, 15.11.1987

SU 1762008, A1, 15.09.1992

US 6007252, A, 28.12.1999

Орликов М. Л. Динамика станков. - К.: Вища школа, 1989. - С. 68-87

Кельзон А. С., Журавлёв Ю .Н., Январёв Н. В. Динамика роторов в упругих опорах. - М.: Наука, 1982. - С. 9-15, 24-30

Виброзащитные системы с квазиузулевой жесткостью / П.М. Алабужев, А.А. Гритчин, Л.И. Ким и др. - Л.: Машиностроение, 1986. - 96 с.

(57) Пружна опора для підшипників роторних систем, що містить підшипник, корпус опори зі стопорним кільцем, елемент кінцевої жорсткості, обтискувальні кільця, основу з гвинтом, корпус роторної системи, яка **відрізняється** тим, що елемент кінцевої жорсткості складений з двох частин, між якими встановлені елементи квазіузульової жорсткості.

Винахід відноситься до галузі машинобудування, що застосовує динамічні системи, для яких передбачається перехід через резонанс, наприклад, шпіндельних роторних систем металорізальних верстатів, де і може бути використаний.

Відомо, що при високих частотах обертання роторних систем уникнути резонансних явищ не вдається (1).

Недоліком таких роторних систем є небезпека швидкого зношування опорних підшипників при розгоні і переході частот обертання через критичні величини.

Відомі пружні опори для підшипників, що зменшують шкідливий вплив резонансних режимів роботи роторних систем, ефективність і теоретичне обґрунтування конструкції яких розглянуто в (2, 3).

Недолік цих технічних рішень полягає в недостатній ефективності через неможливість досягнення самоцентрування роторних систем без перевантаження опорних підшипників, оскільки відомі пружні опори не мають властивості до значної миттєвої зміни характеристик жорсткості при переході швидкості обертання через резонанс.

В основу винаходу поставлена задача забезпечити мінімально необхідну жорсткість пружної

опори при переході частот обертання роторної системи через критичні величини без додаткового навантаження підшипників.

Технічний результат досягається сполученням елемента кінцевої жорсткості з елементами квазіузульової жорсткості (4, 5). Елемент кінцевої жорсткості зменшує вібрації роторної системи в областях частот обертання, де відсутній резонанс, а елементи квазіузульової жорсткості компенсують вібрації роторної системи при переході частот обертання через резонанс. Позитивний ефект винаходу пов'язаний з тим, що завдяки елементам квазіузульової жорсткості в момент досягнення критичної швидкості ротора, коли стрімко збільшуються його поперечні переміщення, в опорі виникає компенсація вказаних переміщень без збільшення навантаження підшипників, тобто досягається ефект саморозвантажування опорних підшипників.

На фігурі наведено можливий варіант схеми конструкції запропонованої пружної опори для підшипників роторних систем з елементом, що забезпечує квазіузульову жорсткість. Пружна опора включає: підшипник 1, корпус опори 2 зі стопорним кільцем 3, обтискувальні кільця 4 та 5, верхній 6 та нижній 7 елементи кінцевої жорсткості, елемент квазіузульової жорсткості 8, стопорне кільце 9, ос-

(13) C2

(11) 89110

(19) UA

нова 10 з регулюючим гвинтом 11, корпус роторної системи 12.

Елементи кінцевої жорсткості 6 та 7 можуть мати конструктивне виконання у вигляді циліндричних оболонок, а елементи квазінульової жорсткості 8 можуть мати конструкцію як окремих пружних елементів згину, так і пакету елементів на зразок ресори, що додатково забезпечує демпфірування вібрацій.

При роботі роторної системи в області частот, де відсутні резонансні вібрації, з'являються малі шкідливі переміщення роторної системи, які компенсуються елементами кінцевої жорсткості 6 і 7. При роботі роторної системи в області резонансних частот з'являються стрімко зростаючі великі шкідливі переміщення роторної системи, які компенсуються елементами квазінульової жорсткості 8.

Таким чином, запропоноване технічне рішення ефективно вирішує завдання повного саморозван-

тажування підшипників роторних систем як на до-резонансних, так і резонансних частотах роботи роторної системи.

Джерела інформації:

1. Орликов М.Л. Динамика станков. - К.: Вища пік., 1989. - 272с.

2. Кельзон А.С., Журавлєв Ю.Н., Январєв Н.В. Динамика роторов в упругих опорах. - М.: Наука, 1982. - 280с.

3. Кельзон А.С. Упругие опоры в станкостроении. - М., 1985. - 48с. (Серия С-1, Станкостроение, Вып.3).

4. Виброзащитные системы с квазиулевоу жесткостью / П.М. Алабужев, А.А. Гритчин, Л.И. Ким и др. - Л.: Машиностроение, 1986. - 96с.

5. Sicherstellung der Stabilität der Rotorsysteme die Lagerungen gesteuert Quasinullsteifigkeit erhalten. MicroCAD'2000 International Computer Science Conference. February 23-24, 2000, Miskolc.

