

На резонансному верстаті необхідно вимірювати амплітуду вимушених коливань за умов резонансу, яка залежить від тертя у вимірювальній системі. Окрім того, потребується сталість частоти обертання, що впливає на точність вимірювання неврівноваженості. Отже, точність вимірювання неврівноваженості залежить від точності вимірювання амплітуди коливань, точності характеристик тертя, а також від стабільності частоти обертання.

У процесі роботи зарезонансного верстата вимірюється амплітуда вимушених коливань у податливих (м'яких) опорах, яка також залежить від тертя. Потребується калібрування верстата для кожного типу ротора, а в окремих випадках, для кожного ротора окремо. Точність вимірювання неврівноваженості залежить від точності вимірювання амплітуди коливань, а також від тертя.

Загальними недоліками цих методів і засобів є істотний вплив тертя на результат вимірювання, а також складність і висока вартість устаткування.

Відомі також спосіб і пристрої для визначення статичної неврівноваженості роторів [4—9], розробником яких є автор цієї статті (у співавторстві). Спосіб засновано на вимірюванні власних частот вільних коливань ротора, встановленого на маятникову раму, з подальшими розрахунками величини дисбалансу та його кута. Порівняно із традиційними способами вимірювання статичної неврівноваженості роторів цей спосіб має менші впливи тертя в опорах і зовнішніх механічних дій на вимірювані величини.

Мета статті — доказ і демонстрація можливості досягнення більш високої точності вимірювання запропонованого способу порівняно з традиційним зарезонансним способом, на якому засновано роботу традиційних зарезонансних верстатів.

Із конструктивної точки зору всі пристрої, за допомогою яких реалізовано описані методи, — це механічні коливальні системи. Точність вимірювання статичної неврівноваженості на кожному з них обмежена низкою чинників, із числа яких домінує тертя в системі. Розглядатимемо модель лінійного тертя та його вплив на точність вимірювання. Необхідно вивести математичні формули залежності відносної похибки вимірювання дисбалансу ротора від коефіцієнта загасання для традиційного зарезонансного й запропонованого способів. Отримавши шукані залежності, представимо їхню графічну інтерпретацію, яка дозволить наочно продемонструвати ефективність запропонованого методу.

МАТЕРІАЛИ ДОСЛІДЖЕННЯ

Спрощену схему зарезонансного балансувального верстата наведено на рис. 1 а. Для визначення статичної неврівноваженості ротор 1, розкручують до певної швидкості обертання ω й вимірюють динамічне навантаження F_{OCH} , зумовлене наявністю неврівноваженої маси 2 і передане основі за допомогою пружних опор 3. Елементами 4 умовно позначена наявність лінійного тертя в системі.

Як відзначено вище, на зарезонансному балансувальному верстаті вимірюється амплітуда вимушених коливань у податливих (м'яких) опорах, яка залежить від тертя. Амплітуду вимушених коливань, що встановилися, можна розрахувати за формулою (1).

$$A = \frac{D_1 \omega^2}{k \sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right)^2 + \left(2\xi \frac{\omega}{\omega_0}\right)^2}} = \frac{D_1 \omega^2}{K \sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2 M}{k}\right)^2 + \frac{4\xi^2 \omega^2 M}{k}}}, \quad (1)$$

$$\xi = \frac{h}{h_{KP}} = \frac{h}{2\sqrt{kM}}, \quad (2)$$

де D_1 — дисбаланс ротора; ω — циклічна частота вимушених коливань; ω_0 — циклічна частота вільних загасаючих коливань; k — твердість податливих опор 3; M — маса коливної частини системи; h — коефіцієнт лінійного тертя; h_{KP} — коефіцієнт критичного тертя [9—12]; ξ — відносний коефіцієнт загасання.

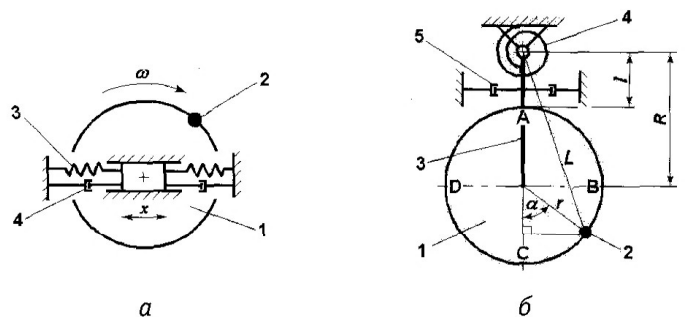


Рис. 1. Спрощені схеми балансувальних верстатів з урахуванням тертя: а — зарезонансного (вид збоку); б — запропонованого (вид зверху)

Fig. 1. Simplified schemes of balancing machine-tools in view of friction: а — post-rezonance machine-tool (side view); б — offered machine-tool (top view)

Величину дисбалансу можна розрахувати за формулою, яку визначимо із формули (1):

$$D_1 = \frac{Ak}{\omega^2} \sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2 M}{k}\right)^2 + \frac{4\xi^2 \omega^2 M}{k}} = \frac{AM}{n^2} \sqrt{(1-n^2)^2 + 4\xi^2 n^2}, \quad (3)$$

$$n = \frac{\omega}{\sqrt{\frac{k}{M}}} = \omega \sqrt{\frac{M}{k}},$$

де n — відносна частота.

Отже, величина дисбалансу є функцією декількох побічно вимірюваних величин, що входять до рівняння (3). У загальному випадку максимальну відносну похибку величини $y(x_1, \dots, x_n)$, яка є функцією декількох змінних, можна розрахувати за допомогою частинних похідних [11]

$$\left(\frac{\Delta y}{y}\right)_{\max} \cdot 100\% = \left[\left| \frac{\partial y}{\partial x_1} \cdot \frac{\Delta x_1}{y} \right| + \dots + \left| \frac{\partial y}{\partial x_n} \cdot \frac{\Delta x_n}{y} \right| \right] \cdot 100\%. \quad (4)$$

Розглянемо одну із складових відносної похибки дисбалансу на зарезонансному верстаті, зумовлену лінійним тертям:

$$\varepsilon_{1\xi} = \left| \frac{\partial D_1(\xi)}{\partial \xi} \cdot \frac{\Delta \xi}{D_1(\xi)} \right| \cdot 100\% = \left| \frac{4n^2 \xi^2}{\sqrt{(1-n^2)^2 + 4\xi^2 n^2} \cdot (1-n^2)} \right| \cdot 100\%. \quad (5)$$

На рис. 2а й 2б показані тривимірні графіки залежності $\varepsilon_1(n; \xi)$, побудовані в різних інтервалах значень аргументів (Mathcad). Графіки відбивають типову резонансну характеристику коливальної системи, за якої вплив тертя різко зростає на резонансній частоті.

На рис. 1 б наведено спрощену схему верстата (пристрою), запропонованого авторами. Ротор 1 з неврівноваженою масою 2 встановлено на маятниковій рамі 3 з можливістю повороту навколо своєї осі й фіксації в чотирьох положеннях А,

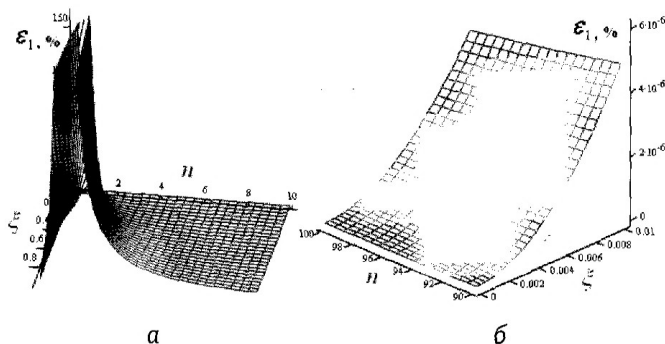


Рис. 2. Графіки залежності $\varepsilon_1(n; \xi)$
Fig. 2. The graphical dependence $\varepsilon_1(n; \xi)$

В, С, D, що відрізняються один від одного поворотом ротора на 90° . Раму 3 підпружинено пружним елементом 4 (торсіоном). Наявність лінійного тертя в системі позначено елементами 5. Визначення дисбалансу та його кута виконується розрахунковим шляхом за допомогою частот вільних коливань системи, вимірених у чотирьох положеннях ротора.

$$D_2 = m_{\text{НЕВР}} r = \frac{G}{4R} \sqrt{\left(\frac{1}{\omega_A^2} - \frac{1}{\omega_C^2}\right)^2 + \left(\frac{1}{\omega_B^2} - \frac{1}{\omega_D^2}\right)^2}, \quad (6)$$

де $m_{\text{НЕВР}}$ — величина неврівноваженої маси; r — радіус (ексцентриситет); G — коефіцієнт жорсткості пружного елемента 4; $\omega_A, \omega_B, \omega_C, \omega_D$ — частоти вільних коливань системи, вимірені за відповідних положень ротора 1.

Аналогічно знайдемо складову відносної похибки дисбалансу, зумовлену лінійним тертям, для запропонованого пристрою. Як відомо, частота вільних загасаючих коливань механічної коливальної системи з лінійним тертям [12; 13]

$$\omega_\xi = \sqrt{\omega_0^2 - \xi^2}, \quad (7)$$

де ω_0 — циклічна частота вільних коливань без тертя. З урахуванням цього виразу (6) запишеться у такий спосіб:

$$D_2(\xi) = \frac{G}{4R} \sqrt{\left(\frac{1}{\omega_A^2 - \xi^2} - \frac{1}{\omega_C^2 - \xi^2}\right)^2 + \left(\frac{1}{\omega_B^2 - \xi^2} - \frac{1}{\omega_D^2 - \xi^2}\right)^2}. \quad (8)$$

Складову відносної похибки дисбалансу, зумовлену лінійним тертям, для цього випадку матиме такий вид:

$$\varepsilon_2 = \frac{\partial D_2(\xi)}{\partial \xi} \cdot \frac{\Delta \xi}{D_2(\xi)} \times 100\% = \frac{25G\xi^2}{R} \cdot f_1^{-\frac{1}{2}}(\xi) \cdot [f_2(\xi) \cdot (f_4^2(\xi) - f_5^2(\xi)) + f_3(\xi) \cdot (f_6^2(\xi) - f_7^2(\xi))], \quad (9)$$

$$f_1(\xi) = f_2^2(\xi) + f_3^2(\xi), \quad (10)$$

$$f_2(\xi) = f_4(\xi) + f_5(\xi), \quad (11)$$

$$f_3(\xi) = f_6(\xi) + f_7(\xi), \quad (12)$$

$$f_4(\xi) = \frac{1}{\omega_A^2 - \xi^2}, \quad (13)$$

$$f_5(\xi) = \frac{1}{\omega_C^2 - \xi^2}, \quad (14)$$

$$f_6(\xi) = \frac{1}{\omega_B^2 - \xi^2}, \quad (15)$$

$$f_7(\xi) = \frac{1}{\omega_D^2 - \xi^2}. \quad (16)$$

На рис. 3 подано графік залежності $\varepsilon_2(\xi)$, побудований у середовищі Mathcad.

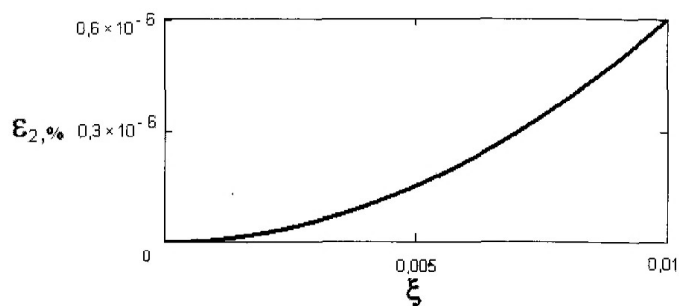


Рис. 3. Графік залежності $\varepsilon_2(\xi)$

Fig. 3. The graphical dependence $\varepsilon_2(\xi)$

ЗАКЛЮЧНА ЧАСТИНА

У ході дослідження виведено формули для розрахунків складової відносної похибки дисбалансу, зумовленої лінійним тертям, для зарезонансного й запропонованого способів. Також отримано розрахункові дані у виді графіків, що наочно свідчать стосовно ефективності запропонованого способу.

У результаті аналізу ефективності традиційних способів і засобів вимірювання статичної невірності роторів стала очевидною необхідність подальших досліджень у цьому напрямку. Для цього

автором цієї статті раніше розроблені й захищені патентами (у співавторстві) спосіб і пристрій для визначення статичної невірності роторів. Для практичної реалізації зазначених розробок знадобилася оцінка метрологічної точності запропонованого методу й наочна ілюстрація її результатів. За порівняння графіків 2б і 3 видно, що складова відносної похибки внаслідок лінійного тертя на зарезонансному верстаті за $\xi = 0,01$ й $n = 100$ приблизно у 6, 7 разів більша, ніж на запропонованому пристрої. Це свідчить стосовно більш високої точності запропонованого методу.

Науковою новизною є визначення формул для розрахунків складової відносної похибки дисбалансу, викликаного лінійним тертям, за допомогою частинних похідних для зарезонансного й запропонованого способів.

Практична значимість цієї роботи — підтвердження можливості створення більш точного й простого у виготовленні й обслуговуванні встаткування для визначення статичної невірності роторів.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ / REFERENCES

1. Теория и конструкция балансировочных машин. Под ред. проф. В.А. Щепетильникова (Theory and design balancing machines. Ed. prof. V. A. Schepetilnikov) — М.: Машгиз, 1963. — 443 с/р.
2. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. (Artobolevsky I.I. Theory of Mechanisms and Machines) — М.: Наука, 1988. — 639 с/р.
3. Неразрушающий контроль: Справочник. Т.7. Под ред. В.В. Ключева (Non-destructive testing: Handbook. T. 7. Ed. V.V. Klyuev) — М.: Машиностроение, 2005. — 829 с/р.
4. Мамонтов А.В. Методы вибродиагностики неуравновешенных роторов для снижения вибрации и шума производственного оборудования // Радиоэлектроника и информатика — Харьков (Mamontov A.V. Methods of vibrodiagnostics of unbalanced rotors to reduce vibration and noise level of industrial equipment// Radioelectronika i informatika — Kharkov), 2002. — № 3. — С/Р. 68—70.
5. Мамонтов А.В. Математическое обоснование способа определения статической неуравновешенности роторов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія «Проблеми механічно-го приводу» — Харків. (Mamontov A.V. Mathematical justifications of way of calculating static unbalance of rotors//Buletning of «KhPI». Series: «Problem of mechanical drive» — Kharkiv). — 2014. — № 31. — С/Р. 99—104.
6. А. С. №1825996 G01M1/10 (Copyright certificate USSR).
7. Патент України (Patent of Ukraine) №38863 G01M1/00.
8. Патент України (Patent of Ukraine) №39118 G01M1/00.
9. Патент України (Patent of Ukraine) №70504 G01M1/10.
10. Суровцев Ю.А. Амортизация радиоэлектронной аппаратуры (Surovtsev Y.A. Depreciation electronic equipment) — М.: Сов. Радио, 1974. — 175 с/р.
11. Сергеев А.Г. Метрология: Учебник (Sergeev A.G. Metrology: Textbook) — М.: Логос, 2005. — 272 с/р.
12. Яблонский А.А. Курс теоретической механики. Часть II. Динамика (Yablonsky A.A. Course of theoretical mechanics. Part II. Dynamics) — М.: Высшая школа, 1984. — 423 с/р.
13. Пановко Я.Г. Введение в теорию механических колебаний (Panovko Y.G. Introduction into the theory of mechanical oscillations) — М.: Наука, 1991. — 255 с/р. ■

Отримано / received: 24.03.2015.

Стаття рекомендована до публікації д.т.н., проф. Є.С. Венцелем (Україна).
Prof. Ye.S. Ventsel, D. Sc. (Techn.), Ukraine, recommended this article to be published.