

Вывод: Синтезированы квазиглобoidные зубчатые колеса за счет усовершенствования схемы формообразования резанием. Экспериментально получены квазиглобoidные зубчатые передачи, состоящие из квазиглобoidных колес сопрягающиеся с цилиндрическими колесами. Определена площадь суммарного пятна контакта квазиглобoidных зубчатых передач.

Список литературы: 1. Геометрия зв'язаних поверхонь / Равская Н.С., Родин П.Р., Николаенко Т.П., Мельничук П.П., Выготовський Г.Н. – Житомир: ЖИТИ, 2001. – 319с. 2. Калашников С.Н., Калашников А.С. Зубчасті колеса та їх виготовлення. – М.: Машинобудування, 1983. – 264с. 3. Заблонський К.І. Зубчасті передачі. – Киев: Техніка, 2000. – 208с. 4. Вулгаков Е.Б. Узагальнена теорія і проектування. – М.: Машинобудування, 2004. – 264с. 5. Вітренко О.М. Дослідження геометрії і кінематики циліндро-гіперболоїдних передач: Дисс. ... канд. техн. наук: 01.02.02. – Ворошиловград, 1975. – 214с. 6. Кириченко І.О., Вітренко В.О., Вітренко О.В. Зубчасті передачі на валлах, що схрещуються // Міжнародна збірка наукових праць "Прогресивні технології і системи машинобудування". – Донецьк: ДГУ, 2002. – Випуск №19. – С.83-88.

Bibliography (transliterated): 1. Geometry of the attended surfaces / Ravskaya N.S., Rodin P.R., Nikolaenko T.P., Mel'nychuk P.P., Vygotovskiy G.N. – Zhitomir: ZHITI, 2001. – 319p. 2. Kalashnikov S.N., Kalashnikov A.S. Gear-wheels and their making. – Moscow: Engineer, 1983. – 264p. 3. Zablonskiy K.I. Zubchatye transmissions. – it is Kiev: Technique, 1977. – 208p. 4. Vulgakov E.B. The Generalized theory and planning. – Moscow: Engineer, 1974. – 264 p. 5. Vitrenko A.M. The study of geometry and kinematics of hyperboloid cylinder-over-cotages: Diss. candidate. techn. Science 01.02.02. – Voroshilovgrad., 1975. – 214p. 6. Kirichenko I.O., Vitrenko V.O., Vitrenko O.V. Gearings on billows, that skhre-schuyut'sya, // International collection of scientific labours "Progressive technologies and systems of engineer". – it is Donetsk: DGTU, 2002. – No19. – P.83-88.

Поступила (received) 08.04.2015

УДК 681.12.08:534.09

А.В. МАМОНТОВ, старший преподаватель каф. ОТ ХНУРЭ, Харьков

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ТОЧНОСТИ АВТОРСКОГО И ДОРЕЗОНАНСНОГО МЕТОДОВ ИЗМЕРЕНИЯ ДИСБАЛАНСА РОТОРОВ

Приводится оценка метрологической точности авторского способа измерения статической неуравновешенности жестких роторов в сравнении с дорезонансным способом. Выводятся формулы для расчета составляющей относительной погрешности измерения, вызванной линейным трением. Результат анализа свидетельствует о том, что по точности измерения, авторский способ не уступает традиционному дорезонансному способу и может быть реализован на операциях балансировки роторов различных машин и механизмов.

Ключевые слова: балансировка, дисбаланс, жесткий ротор, дорезонансный, относительная погрешность, свободные колебания, линейное трение.

Введение. Актуальность задачи. Одной из важных задач в технологии машиностроения по-прежнему остается уравнивание роторов различных машин и механизмов (балансировка).

В настоящее время существует ряд методов измерения неуравновешенности роторов и широкий спектр реализующих их устройств. Однако все они имеют недостатки, к числу которых относится влияние трения на точность измерения, а также дороговизна и сложность конструкции балансировочного станка. Это снижает эффективность балансировки роторов, что неуклонно ухудшает эксплуатационные характеристики различных машин и механизмов, в состав которых они входят. Этим объясняется *актуальность* задачи.

© А.В. Мамонтов, 2015

Анализ последних исследований и литературы. Существующие методы и средства измерения неуравновешенностей основаны на измерении различных физических величин процесса вынужденных колебаний, возникающих при вращении роторов. Так известны методы, лежащие в основе дорезонансных, резонансных и зарезонансных станков [1-3].

На дорезонансном станке измеряются динамические нагрузки (силы), действующие на опоры ротора при вынужденных колебаниях ротора. Результат измерения зависит от скорости его вращения ротора, сил трения в опорах, жесткости основания станка и внешних помех. Следовательно, точность измерения неуравновешенности также зависит от точности измерения указанных динамических нагрузок и точности поддержания скорости вращения в определенных пределах (в допуске). Также требуется периодическая калибровка станка эталонными роторами.

На резонансном станке измеряется амплитуда вынужденных колебаний в условиях резонанса, которая зависит от трения в системе. Кроме того, требуется постоянство частоты вращения, влияющее на точность измерения неуравновешенности. Следовательно, точность измерения неуравновешенности зависит от точности измерения амплитуды колебаний, точности характеристик трения, а также от стабильности частоты вращения.

На зарезонансном станке измеряется амплитуда вынужденных колебаний в податливых (мягких) опорах, которая также зависит о трения. Требуется калибровка станка для каждого типа ротора, а в отдельных случаях, для каждого ротора в отдельности. Точность измерения неуравновешенности зависит от точности измерения амплитуды колебаний, а также от точности характеристик трения.

Общими недостатками этих методов и средств является существенное влияние трения на измеряемую величину, обуславливающее погрешность измерения, а также сложность и высокая стоимость оборудования.

Кроме того известны способ и устройства для определения статической неуравновешенности роторов [4-8], разработчиком которых является автор данной статьи (в соавторстве). Способ основан на измерении собственных частот свободных колебаний ротора, установленного на маятниковую раму, с последующим расчетом величины дисбаланса и его угла. В сравнении с традиционными способами измерения статической неуравновешенности роторов данный способ обладает меньшим влиянием трения в опорах и внешних помех на измеряемые величины.

Цель статьи. Для практической реализации предложенного способа необходимо продемонстрировать возможность достижения более высокой точности измерения в сравнении с рассмотренными аналогами. Целью статьи является доказательство и демонстрация возможности достижения более высокой точности измерения предложенного (авторского) способа в сравнении с традиционным (дорезонансным) способом, на котором основана работа дорезонансных балансировочных станков.

Постановка задачи. Конструкции устройств, с помощью которых реализованы описанные методы, представляют собой механические колебательные системы. Точность измерения статической неуравновешенности в любом из них ограничена рядом факторов, к числу которых относится трение в системе. В данной задаче будем рассматривать модель линейного трения и его влияние на точность измерения. Необходимо вывести математические формулы

зависимости относительной погрешности измерения дисбаланса ротора от коэффициента затухания для дорезонансного (традиционного) и авторского способов. Получив искомые зависимости, необходимо представить их графическую интерпретацию, которая позволит наглядно продемонстрировать эффективность авторского метода.

Материалы исследования. Упрощенная схема дорезонансного балансировочного станка приведена на рисунке 1,а. Для определения статической неуравновешенности ротор 1 раскручивают до определенной скорости вращения ω и измеряют динамическую нагрузку F_{OCH} , вызванную наличием неуравновешенной массы 2 и передаваемую основанию с помощью упругих опор 3. Элементами 4 условно обозначено наличие линейного трения в системе.

Величина дисбаланса может быть рассчитана по формуле (1). Она может быть измерена динамометром со шкалой, проградуированной в единицах дисбаланса ($\Gamma \times \text{мм}$), в основе чего также лежит формула (1).

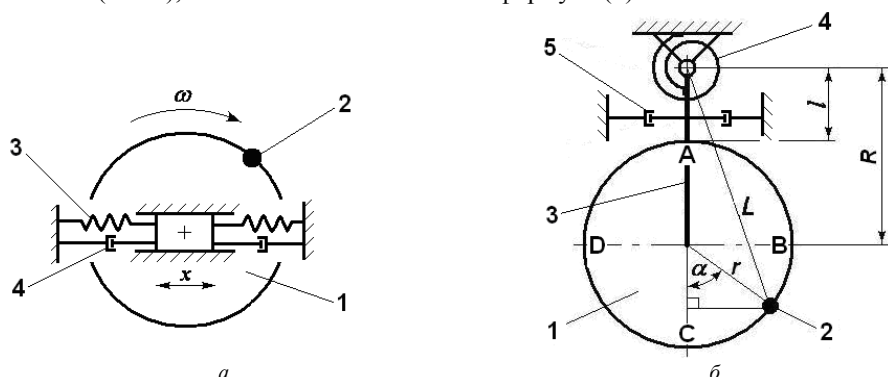


Рисунок 1 – Упрощенные схемы балансировочных станков с учетом трения: а – дорезонансного (вид сбоку); б – авторского (вид сверху)

$$D_1(\xi) = \frac{F_{OCH}}{\mu_\xi \omega^2}, \quad (1) \quad \mu_\xi = \sqrt{\frac{1 + \left(2\xi\omega\sqrt{\frac{M}{k}}\right)^2}{\left(1 - \frac{\omega^2 M}{k}\right)^2 + \left(2\xi\omega\sqrt{\frac{M}{k}}\right)^2}}, \quad (2) \quad \xi = \frac{h}{h_{KP}} = \frac{h}{2\sqrt{kM}}, \quad (3)$$

где F_{OCH} – максимальное значение силы, передаваемой основанию и измеренной динамометром; μ_ξ – коэффициент передачи силы; ξ – относительный коэффициент затухания; ω – угловая скорость вращения ротора; M – масса колеблющейся части системы; k – коэффициент жесткости упругих элементов 3; h – коэффициент линейного трения; h_{KP} – коэффициент критического трения [9].

Таким образом, величина дисбаланса является функцией нескольких косвенно измеряемых величин, входящих в уравнения (1..3). В общем случае максимальная относительная погрешность величины $y(x_1...x_n)$, которая является функцией нескольких переменных, может быть рассчитана с помощью частных производных [10]

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

Рассмотрим одну из составляющих относительной погрешности дисбаланса на дорезонансном станке, вызванную линейным трением:

$$\begin{aligned} \varepsilon_{1\xi} &= \frac{\partial D_1(\xi)}{\partial \xi} \cdot \frac{\Delta \xi}{D_1(\xi)} \times 100\% = \frac{F_{OCH} M \xi \left[1 - \left(1 - \frac{\omega^2 M}{k}\right)^2 \right]}{k \cdot \sqrt{\left[\left(1 - \frac{\omega^2 M}{k}\right)^2 + 4\omega^2 \frac{M}{k} \xi^2 \right]} \cdot \left[1 + 4\omega^2 \frac{M}{k} \xi^2 \right]} \cdot \frac{\Delta \xi}{D_1(\xi)} \cdot 100\% = \\ &= \frac{F_{OCH} M \xi \left[1 - (1 - n^2)^2 \right]}{k \cdot \sqrt{\left[(1 - n^2)^2 + 4n^2 \xi^2 \right]} \cdot \left[1 + 4n^2 \xi^2 \right]} \cdot \frac{\xi}{D_1(\xi)} \cdot 100\% = \\ &= \frac{n^2}{|1 - n^2|} \cdot \frac{\xi^2 \left[1 - (1 - n^2)^2 \right]}{\sqrt{\left[(1 - n^2)^2 + 4n^2 \xi^2 \right]} \cdot \left[1 + 4n^2 \xi^2 \right]} \cdot 100\%, \end{aligned} \quad (5)$$

$$n = \frac{\omega}{\sqrt{k/M}}, \quad (6)$$

где n – относительная частота колебаний.

На рисунках 2,а и 2,б показаны трехмерные графики зависимости $\varepsilon_1(n; \xi)$, построенные в разных интервалах значений аргументов (Mathcad). Графики отражают типовую резонансную характеристику колебательной системы, при которой влияние трения резко возрастает на резонансной частоте.

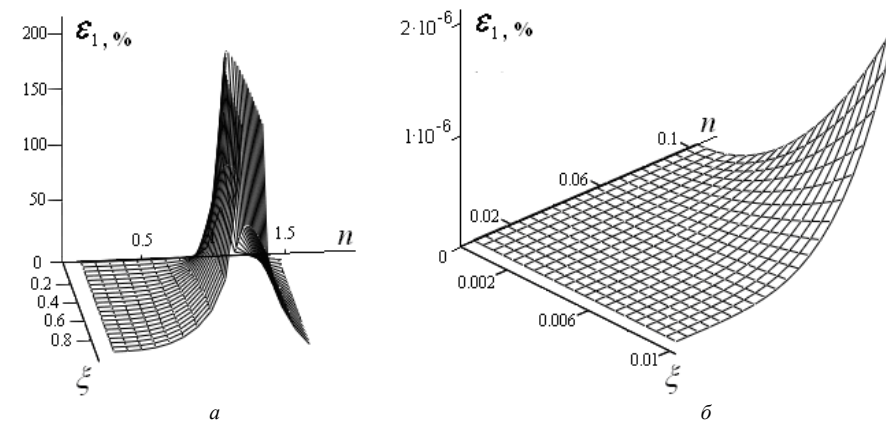


Рисунок 2 – Графики зависимости $\varepsilon_1(n; \xi)$: а – $\xi=0,0...1,0$; б – $\xi=0,0...0,01$;

Рассмотрим упрощенную схему станка (устройства), предложенного автором, (см. рисунок 1,б). Ротор 1 с неуравновешенной массой 2 установлен на маятниковой раме 3 с возможностью поворота вокруг своей оси и фиксации в четырех положениях А, В, С, D, отличающихся друг от друга поворотом ротора на 90°. Рама 3 подпружинена упругим элементом 4 (торсионом). Наличие линейного трения в системе обозначено элементами 5. Определение дисбаланса и его угла делается расчетным путем с помощью частот свободных колебаний системы, измеренных в четырех положениях ротора.

$$D_2 = m_{\text{НЕУР}} r = \frac{G}{4R} \sqrt{\left(\frac{1}{\omega_A^2} - \frac{1}{\omega_C^2}\right)^2 + \left(\frac{1}{\omega_B^2} - \frac{1}{\omega_D^2}\right)^2}, \quad (7)$$

где $m_{\text{НЕУР}}$ – величина неуравновешенной массы; r – радиус (эксцентриситет); G – коэффициент жесткости упругого элемента 4; $\omega_A, \omega_B, \omega_C, \omega_D$ – частоты свободных колебаний системы, измеренные при соответствующих положениях ротора 1.

Аналогично найдем составляющую относительной погрешности дисбаланса, вызванную линейным трением, для авторского устройства. Как известно, частота свободных затухающих колебаний механической колебательной системы с линейным трением равна [11, 12]

$$\omega_\xi = \sqrt{\omega_0^2 - \xi^2}, \quad (8)$$

где ω_0 – циклическая частота свободных колебаний без трения. С учетом этого выражение (7) запишется следующим образом:

$$D_2(\xi) = \frac{G}{4R} \sqrt{\left(\frac{1}{\omega_A^2 - \xi^2} - \frac{1}{\omega_C^2 - \xi^2}\right)^2 + \left(\frac{1}{\omega_B^2 - \xi^2} - \frac{1}{\omega_D^2 - \xi^2}\right)^2}. \quad (9)$$

Составляющая относительной погрешности дисбаланса, вызванная линейным трением для этого случая будет иметь следующий вид:

$$\varepsilon_{2\xi} = \frac{\partial D_2(\xi)}{\partial \xi} \cdot \frac{\Delta \xi}{D_2(\xi)} \times 100\% =$$

$$= \frac{25G\xi^2}{R} \cdot f_1^{-1/2}(\xi) \cdot [f_2(\xi) \cdot (f_4^2(\xi) - f_5^2(\xi)) + f_3(\xi) \cdot (f_6^2(\xi) - f_7^2(\xi))]; \quad (10)$$

$$f_1(\xi) = f_2^2(\xi) + f_3^2(\xi); \quad (11) \quad f_2(\xi) = f_4(\xi) + f_5(\xi); \quad (12) \quad f_3(\xi) = f_6(\xi) + f_7(\xi); \quad (13)$$

$$f_4(\xi) = \frac{1}{\omega_A^2 - \xi^2}; \quad (14) \quad f_5(\xi) = \frac{1}{\omega_C^2 - \xi^2}; \quad (15)$$

$$f_6(\xi) = \frac{1}{\omega_B^2 - \xi^2}; \quad (16) \quad f_7(\xi) = \frac{1}{\omega_D^2 - \xi^2}. \quad (17)$$

На рисунке 3 показан график зависимости $\varepsilon_2(\xi)$, построенный в среде Mathcad.

Результаты исследования. В ходе исследования были выведены формулы для расчета составляющей относительной погрешности дисбаланса, вызванной линейным трением, для дорезонансного и авторского способов. Также

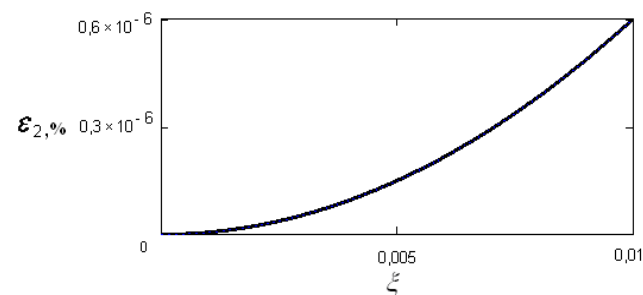


Рисунок 3 – График зависимости $\varepsilon_2(\xi)$

были получены расчетные данные в виде графиков, наглядно свидетельствующие об эффективности авторского способа.

Выводы. В результате анализа эффективности традиционных способов и средств измерения статической неуравновешенности роторов стала очевидной необходимость дальнейших исследований в этом направлении. Для этого автором данной статьи ранее были разработаны и защищены патентами (в соавторстве) способ и устройства для определения статической неуравновешенности роторов. Для практической реализации указанных разработок понадобилась оценка метрологической точности авторского метода и наглядная иллюстрация ее результатов. При сравнении графиков на рисунках 2,б и 3, видно, что составляющая относительной погрешности вследствие линейного трения при значении $\xi=0,01$ примерно в три раза меньше. Это свидетельствует о большей точности авторского метода.

Научная новизна заключается в получении формул для расчета составляющей относительной погрешности дисбаланса с помощью частных производных для дорезонансного и авторского способов, вызванной линейным трением. *Практическая значимость* данной работы заключается в подтверждении возможности создания более точного и простого в изготовлении и обслуживании оборудования для определения статической неуравновешенности роторов.

Список литературы: 1. Теория и конструкция балансировочных машин / Под ред. проф. В.А. Щепетильникова. – М.: Mashgiz, 1963. – 443с. 2. *Artobolevskij I.I.* Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1988. – 639с. 3. *Незрушающий контроль: Справочник. Т.7 / Под общ. ред. В.В. Клюева.* – М.: Машиностроение, 2005. – 829с. 4. *Мамонтов А.В.* Методы вибродиагностики неуравновешенных роторов для снижения вибрации и шума производственного оборудования. // *Радиоэлектроника и информатика*: Научно-технический журнал. – Харьков, 2002. – Вып.3. – С.68-70. 5. А.С. №1825996 G01M1/10. 6. Патент Украины №38863 G01M1/00. 7. Патент Украины №39118 G01M1/00. 8. Патент Украины №70504 G01M1/10. 9. *Суровцев Ю.А.* Амортизация радиоэлектронной аппаратуры. – М.: Сов. Радио, 1974. – 175с. 10. *Сергеев А.Г.* Метрология: Учебник. – М.: Логос, 2005. – 272с. 11. *Яблонский А.А.* Курс теоретической механики. Часть II. Динамика. – М.: Высшая школа, 1984. – 423с. 12. *Пановко Я.Г.* Введение в теорию механических колебаний. – М.: Наука, 1991. – 255с.

Bibliography (transliterated): 1. *Teorija i konstrukcija balansirovochnyh mashin / Pod red. prof. V.A. Shchepetil'nikova.* – Moscow: Mashgiz, 1963. – 443p. 2. *Artobolevskij I.I.* Teorija mehanizmov i mashin. – M.: Nauka, 1988. – 639p. 3. *Nezrushajushhij kontrol': Spravochnik. Vol.7 / Pod obshh. red. V.V. Kljujeva.* – Moscow: Mashinostroenie, 2005. – 829p. 4. *Mamontov A.V.* Metody vibrodagnostiki neuravnovesennyh rotorov dlja snizhenija vibracii i shuma proizvodstvennogo oborudovanija // *Radi- ojelektronika i informatika*: Nauchno-tehnicheskij zhurnal. – Kharkov, 2002. – Vol.3. – P. 68-70. 5. A.S. No1825996 G01 M1/10. 6. Patent Ukrai'ny No 38863 G01M1/00. 7. Patent Ukrai'ny No 39118 G01M1/00. 8. Patent Ukrai'ny No70504 G01M1/10. 9. *Surovcev Yu.A.* Amortizacija radioelektronnoj apparatury. – Moscow: Sov. Radio, 1974. – 175p. 10. *Sergeev A.G.* Metrologija: Uchebnik. – Moscow: Logos, 2005. – 272p. 11. *Jablonskij A.A.* Kurs teoreticheskoj mehaniki. Chast' II. Dinamika. – Moscow: Vysshaja shkola, 1984. – 423p. 12. *Panovko Ja.G.* Vvedenie v teoriju mehanicheskikh kolebanij. – Moscow: Nauka, 1991. – 255p.

Поступила (received) 15.01.2015