

СТАТИСТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ КОЭФФИЦИЕНТОВ ЖЕСТКОСТИ И УГЛОВ КОНТАКТА ПРИБОРНЫХ РАДИАЛЬНО- УПОРНЫХ ШАРИКОПОДШИПНИКОВ

Ершов Д.Ю., Лукьяненко И.Н.

Ключевые слова: начальный угол контакта, радиально-упорный шарикоподшипник, осевое смещение колец, осевая жесткость, коэффициент жесткости.

Аннотация. В статье рассматривается рассеивание коэффициентов жесткости однотипных подшипников на частоты собственных колебаний, которое оказывает существенное влияние на уровень общей вибрации шарикоподшипниковой опоры. Приводятся результаты исследования, которые позволили определить влияние изменения начальных углов контакта подшипников на изменение коэффициентов жесткости. Выявлены причины изменения коэффициентов жесткости однотипных шарикоподшипников это отклонение формы дорожек и тел качения от идеальной и рассеяние геометрических размеров деталей шарикоподшипников в пределах поля допуска.

STATISTICAL STUDIES OF STIFFNESS COEFFICIENTS AND CONTACT ANGLES OF INSTRUMENT ANGLES OF ANGULAR CONTACT BALL BEARINGS

Ershov D.Yu., Lukyanenko I.N.

Keywords: initial contact angle, angular contact ball bearing, axial displacement of rings, axial stiffness, stiffness factor.

Abstract. The article deals with the dispersion of coefficients of rigidity of the same type of bearings on the frequencies of natural oscillations, which has a significant impact on the level of overall vibration of the ball bearing support. The results of the research, which allowed to determine the influence of changes in the initial angles of bearing contact on the change of stiffness coefficients, are given. The reasons for the change in the rigidity coefficients of the same type of ball bearings are revealed: the deviation of the shape of the tracks and rolling elements from the ideal one and the scattering of the geometric dimensions of the ball bearing parts within the tolerance field.

Для большинства роторных систем шарикоподшипниковые опоры являются наиболее податливыми элементами конструкции. Отличие в коэффициентах жесткости однотипных шарикоподшипников вызывает рассеяние частот собственных колебаний, а следовательно, и уровня вибрации однотипных изделий. Этот фактор необходимо учитывать при расчете вибрации роторных систем на шарикоподшипниковых опорах и конструировании роторных систем с заданным уровнем вибрации. Изучение вопроса о рассеянии коэффициентов жесткости однотипных шарикоподшипников позволяет оптимально решить поставленную задачу расчета и конструирования указанных изделий. В качестве объектов исследования были исследованы приборные радиально-упорные шарикоподшипники 4 класса точности, имеющие широкое применение в качестве опор малогабаритных роторных систем. Законы распределения коэффициента осевой жесткости и начального угла контакта экспериментально определялись для пяти типов шарикоподшипников: 4-1006095E, 4-1006096E, 4-2076083E, 5-M4-2076084E, 4-6023.

Для каждого типа шарикоподшипников исследовалась выборка из 100 штук. Результаты обрабатывались методами математической статистики. Коэффициенты осевой жесткости не вращающихся шарикоподшипников определялись по результатам измерений осевого смещения колец Δz при фиксированном приращении осевой нагрузки ΔF_a по формуле

$$C_{11} = 0,2 \cdot \Delta F_a \sum_{i=1}^S (\Delta z_i)^{-1}.$$

Измерения проводились при пяти положениях внутреннего кольца ($i = 1...5$). Схема экспериментальной установки приведена в работах [1, 2]. Измерения углов контакта подшипников выполнялось на этапе их сборки на приборе ИПК-25. При этом использовалась зависимость между углом контакта и соотношением угловых частот вращения сепаратора и внутреннего

кольца подшипника $\frac{\omega_c}{\omega_g}$:

$$\alpha = \arccos \left[(R_1 + R_2) D_\omega^{-1} \left(1 - 2 \frac{\omega_c}{\omega_g} \right) \right],$$

где $R_{1(2)}$ – радиусы беговых дорожек наружного (внутреннего) кольца по дну желоба; D_ω – диаметр шарика.

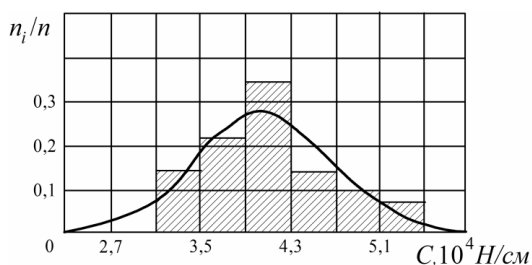


Рис. 1. Распределение коэффициента жесткости в осевом направлении

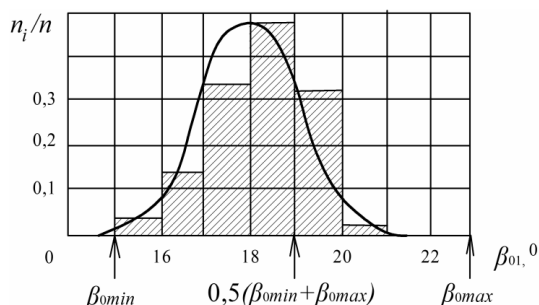


Рис. 2. Распределение начальных углов контакта шарикоподшипников

При определении углов контакта учитывались действительные размеры деталей шарикоподшипников, указанные в сборочных листах. На рис. 1 и рис. 2 в качестве примера приведены гистограммы распределения коэффициентов жесткости в осевом направлении и начальных углов контакта шарикоподшипников. Выявлена близость эмпирических распределений к нормальным по критерию согласия «кси - квадрат». В результате проведенных исследований было установлено, что коэффициенты жесткости однотипных шарикоподшипников имеют значительный разброс: коэффициенты осевой жесткости могут отличаться в 2 - 2,5 раза, а радиальной в 1,3 - 1,5 раза. Причины изменения коэффициентов жесткости однотипных шарикоподшипников можно разделить на 2 группы: отклонение формы дорожек и тел качения от идеальной (погрешности формы) и рассеяние

геометрических размеров деталей шарикоподшипников в пределах поля допуска (погрешности размеров).

Как показали результаты расчетов и экспериментальных исследований, при наличии осевого натяга шарикоподшипников свыше 1 мкм основной причиной изменения коэффициентов жесткости является рассеивание геометрических размеров подшипников [3, 4]. Изменение геометрических размеров вызывает относительное изменение конструктивного параметра В около 10 % и является причиной значительного изменения начальных углов контакта. Как видно из приведенного на рис. 2 примера, у подшипников с номинальным значением начального угла контакта 12^0 , действительные значения начальных углов контакта изменяются от 15^0 до 21^0 . Изменение начальных углов контакта и определяет, в первую очередь, изменение коэффициентов жесткости однотипных шарикоподшипников.

В результате проведенного исследования были получены формулы, позволяющие на основании допусков на геометрические размеры деталей шарикоподшипников оценить наиболее вероятные значения углов контакта и коэффициентов жесткости шарикоподшипников. Наиболее вероятное значение начальных углов контакта определяется формулой

$$\alpha_0 = 0,5(\alpha_{0\min} + \alpha_{0\max}) - \Delta\alpha, \quad (1)$$

$$\text{где } \alpha_{0\min(\max)} = \arccos \left[1 - \frac{e_{r\min(\max)}}{2h_{\max(\min)}} \right],$$

$$h_{\max} = r_{1\max} + r_{2\max} - D_{\omega\min},$$

$$h_{\min} = r_{1\min} + r_{2\min} - (R_{1\max} - R_{2\min} - e_{r\max}). \quad (2)$$

где e_r – монтажный радиальный зазор; $r_{1(2)}$ – радиус желоба наружного (внутреннего) кольца; $\Delta\alpha$ – сдвиг центра группирования распределения начальных углов контакта. Экспериментально установлено, что распределение начальных углов контакта смещено в сторону меньших значений относительно середины диапазона возможных значений, рассчитанных по формулам (2), на величину $\Delta\alpha = 1 - 1,5^0$. Сдвиг центра группирования распределения начальных углов контакта можно объяснить субъективным стремлением сборщика придерживаться нижней границы поля допуска на радиальный зазор в подшипнике, а также систематическими погрешностями при измерении эталонами радиусов желобов и беговых дорожек колец подшипников.

Наиболее вероятные значения угла контакта шарикоподшипника, нагруженного осевой силой F_a , определяется методом последовательных приближений по соотношению

$$\alpha^{(n)} = \arccos \left\{ \cos \alpha_0 \left[1 + \left(\frac{F_a}{zB_k \sin \alpha^{(n-1)} h^{3/2}} \right)^{2/3} \right]^{-1} \right\}, \quad (3)$$

где z – число шариков; B_k – конструктивный параметр, Н/см^{3/2}; h – конструктивный размер, см. Для определения угла контакта с точностью до 1' достаточно трех приближений.

Наиболее вероятные значения коэффициентов осевой и радиальной жесткости шарикоподшипников могут быть оценены по формулам, полученным [5, 6] для идеальных подшипников

$$\begin{aligned} C_{11} &= 1,5S \sin^2 \alpha; \\ C_{22} &= 0,75S \cos^2 \alpha; \\ S &= (B_k^2 z^2 F_a \sin^{-2} \alpha)^{1/3}. \end{aligned} \quad (4)$$

На основании полученных результатов была разработана уточненная методика определения действительных значений начальных углов контакта собранных шарикоподшипников путем измерения величин, связанных с коэффициентами жесткости: резонансной частоты или осевого смещения под нагрузкой. Уточнение достигнуто за счет учета рассеяния размеров шарикоподшипников в пределах поля допуска. Связь между осевым смещением колец под нагрузкой Δz и начальным углом контакта устанавливается соотношением

$$\Delta z = (z B_k)^{-2/3} \left(F_{a2}^{2/3} \sin^{-5/3} \alpha_2 - F_{a1}^{2/3} \sin^{-5/3} \alpha_1 \right), \quad (5)$$

где $F_{a1(2)}$ – значение осевой нагрузки при изменении осевого смещения; $\alpha_{1(2)}$ – углы контакта при нагрузках F_{a1} и F_{a2} .

На рис. 3 представлена зависимость начальных углов контакта шарикоподшипников от осевого смещения колец под нагрузкой. Сплошной линией показана зависимость, рассчитанная по формулам (3) и (5). Пунктиром дана экспериментальная зависимость, полученная при измерениях углов контакта на приборе ИПК-25. Методика расчета зависимости $\Delta z = F(\alpha_0)$ следующая.

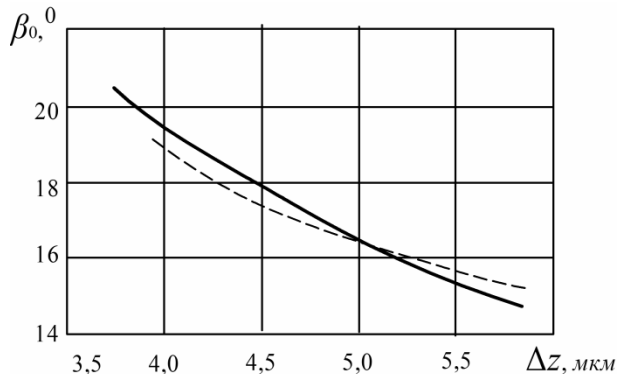


Рис. 3. Зависимость начальных углов контакта шарикоподшипников от осевого смещения колец

На основании формулы (2) определяются предельные возможные значения начальных углов контакта и рассчитываются соответствующие им

предельные значения конструктивных параметров B_k и h . Определяется число промежуточных точек расчета n и промежуточные значения параметров.

$$n = \alpha_{0\max} - \alpha_{0\min} + 1;$$

$$\alpha_{0j} = \alpha_{0\min} + (j-1);$$

$$B_{kj} = B_{k\min} + (B_{k\max} - B_{k\min})n^{-1}(j-1);$$

$$h_j = h_{\max} - (h_{\max} - h_{\min})n^{-1}(j-1).$$

В выбранных точках по формулам (3), (4) рассчитываются значения функции $\Delta z_j = F(\alpha_{0j})$. Погрешность определения начальных углов контакта по разработанной методике не превышает 1^0 .

Рассмотренный подход базируется на системе измерений, принятой при входном контроле шарикоподшипников на заводах - изготовителях роторных систем. Результатом проведенного исследования является нижеследующее.

Коэффициенты жесткости однотипных шарикоподшипников имеют значительное рассеивание: коэффициенты осевой жесткости могут отличаться в 2 - 2,5 раза, радиальной в 1,3 - 1,5 раза. В случае наличия предварительного осевого натяга свыше 1 мкм основной причиной изменения жесткости приборных радиально-упорных шарикоподшипников является рассеивание начальных углов контакта, обусловленное изменением геометрических размеров деталей шарикоподшипников в пределах поля допуска. Полученные зависимости позволяют по допускам на геометрические размеры шарикоподшипников оценить наиболее вероятные и предельно возможные значения коэффициентов жесткости и углов контакта шарикоподшипников. Разработанная методика позволяет определять действительные значения начальных углов контакта шарикоподшипников, поступающих на сборку, на основании контроля осевых смещений колец под нагрузкой.

Список литературы

1. Чирков В.Ю., Петров В.В., Лапин С.Л. Определение угла контакта шарикоподшипников с помощью сканирующего акустического микроскопа // Дефектоскопия. – 2011. – № 2. – С. 45-54.
2. Чернявский Л.В., Иванов Б.В. Методы и средства контроля угла контакта шарикоподшипников. – М.: Обзор, 1973. – 123 с.
3. Королев А.А., Мухина Е.В., Сытник А.И. . Методика исследования угла контакта в радиально-упорном подшипнике // Сб. статей международной научно-практической конференции «Научные механизмы решения проблем инновационного развития». – Уфа, 2017. – С. 36-39.
4. Савченко А.Л., Минченя Н.Т., Минченя В.Т., Берхин Е.В. . Изменение угла контакта подшипника качения при управлении его кинематикой посредством осевых колебаний // Сб. трудов 9-й Международной научно-практической конференции «Приборостроение – 2016». – Минск, 2016. – С. 371-373.

5. Апраксина А.В. Диагностика дефектов приборных шарикоподшипников по моментным характеристикам // Гагаринские чтения-2017. – М.: МАИ, 2017. – С. 882.
6. Голубков В.А., Федоренко А.Г. Оценка начальных технических состояний электромеханических устройств // Завалишинские чтения – 2018. – СПб.: ГУАП, 2018. – С. 43-44.

References

1. Chirkov V.Yu., Petrov V.V., Lapin S.L. Determination of the ball bearing contact angle with the scanning acoustic microscope // Defectoscopy. – 2011. – № 2. – P. 45-54.
2. Cherniavskiy L.V., Ivanov B.V. Methods and means of the ball bearing contact angle control. – M.: Overview, 1973. – 123 с.
3. Korolev A.A., Mukhina E.V., Sytnik A.I. Methods of research of contact angle in radial-actuated bearing // Collection of articles of international scientific-practical conference "Scientific mechanisms of solution of problems of innovative development". – Ufa, 2017. – P. 36-39.
4. Savchenko A.L., Minchenia N.T., Minchenia V.T., Berhin E.V. Changing the contact angle of a rolling bearing in the control of its kinematics by means of axial oscillations // Proceedings of the 9th International Scientific and Practical Conference "Instrument Engineering - 2016". – Minsk, 2016. – P. 371-373.
5. Apraksina A.V. Defect diagnosis of the instrument ball bearings by their torque characteristics // Gagarinskies readings-2017. – M.: MAI, 2017. – P. 882.
6. Golubkov V.A.; Fedorenko A.G. Estimation of the initial technical states of the electromechanical devices // Zavalishinskies readings – 2018. – St. Petersburg. GUAP, 2018. – P. 43-44.

Ершов Дмитрий Юрьевич – кандидат технических наук, доцент кафедры Высшей математики и механики Санкт-Петербургского университета аэрокосмического приборостроения, доцент кафедры Машиностроения Санкт-Петербургского горного университета, г. Санкт-Петербург, Россия, fetcat@mail.ru	Ershov Dmitry Yurievich – candidate of technical sciences, associate professor at the Department of higher mathematics and mechanics of St. Petersburg University of Aerospace Instrumentation, associate professor, Department of mechanical engineering, St. Petersburg Mining University, St. Petersburg, Russia, fetcat@mail.ru
Лукьяненко Ирина Николаевна – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры Высшей математики и механики Санкт-Петербургского университета аэрокосмического приборостроения, г. Санкт-Петербург, Россия, irina.n.lukyanenko@gmail.com	Lukyanenko Irina Nikolaevna – candidate of technical sciences, associate professor, associate professor of the Department of higher mathematics and mechanics of St. Petersburg University of Aerospace Instrumentation, St. Petersburg, Russia, irina.n.lukyanenko@gmail.com

Received 08.11.2019