

- в ПР (рис. 7, 8) должны быть обеспечены следующие соотношения: $h_n = 1,1h_0$; $C > (0,75 \dots 0,8)h_n$; $H_n < H_0$; $C_n > C_0$; $R_n > 0,6 (H_n - 0,5h_n)$; $r_n = (1,5 \dots 2)r_0$ или $r_n = 0,5 R_n$.

- рекомендации по выбору калибров (открытые, закрытые), определению катающих радиусов и центра тяжести фигуры калибра, выбору коэффициентов высотной деформации и др. находятся в работе [2].

Выводы:

1. Предложена классификация некоторых видов профилей сложного поперечного сечения и профилей с односторонними и двухсторонними ребрами, для изготовления традиционным и изотермическим процессами вальцовки.

2. Проведенные всесторонние исследования (-макро, -микро, механические свойства) качества профилей, изготовленных в условиях изотермического деформирования, соответствовали требованиям технической документации.

3. Проведенные эксперименты на примере изготовления профиля колодки парной и профилей с односторонними и двухсторонними ребрами показали, что представленные профили экономически выгодно изготавливать на оборудовании для вальцовки заготовок в условиях изотермического деформирования. Поскольку применяется оборудование меньшего усилия и габаритов, за счет улучшения пластичности. Кроме этого, снижается себестоимость изготовления приведенных профилей за счет снижения расхода штамповой стали, трудоемкости изготовления вальцовочных штампов и уменьшения энергозатрат; улучшается качество структуры и механические свойства вальцованных профилей.

Список литературы

1. Скрыбин С.А. Вальцовка профилей сложного поперечного сечения в условиях изотермического и приближенных к нему деформирования. /Скрыбин С.А., Швец Л.В.// Технологические системы. – 2008. - № 2 (42). – С. 59 – 63.
2. Скрыбин С.А. Изготовление поковок из алюминиевых сплавов горячим деформированием. /Скрыбин С.А. // К.: «Квіц». – 2004. – 346 с.
3. Белов А.Ф. Алюминиевые сплавы. Производство полуфабрикатов из алюминиевых сплавов. Справочное руководство. – Ответственные редакторы: /Белов А.Ф., Квасов Ф.И.//. – М.: Металлургия, 1971.
4. Бахтинов В.П. Калибровка прокатных валков. / Бахтинов В.П., Штернов М.М.//. – М.: Металлургиздат, 1953
5. Смирнов В.К., Шилов В.А., Игнатович Ю.В. Калибровка прокатных валков. – М.: Металлургия, 1987.
6. Скороходов Н.Е., Илюкович Б.М., Шулаев И.П., Есипов В.Д., Капелюшный В.П. Калибровка сложных профилей. Справочник. – М.: Металлургия, 1979.
7. Диомидов Б.Б., Литовченко Н.В. Калибровка прокатных валков. – М.: Металлургия, 1970.
8. Кочетов И.М. Калибровка валков с применением системы развернутых калибров. – М.: Металлургия, 1971.
9. Шадрин В.А. Инженерные методы расчетов деформации металла при прокатке. – М.: Металлургия, 1973.
10. Тарновский И.Я., Скороходов А.Н., Илюкович Б.М. Элементы теории прокатки сложных профилей– М:Металлургия, 1972
11. Корнеев В.М. ОСТ 1.90073 – 85. Отраслевой стандарт по штамповкам и поковкам из алюминиевых сплавов. Технические условия. Введ. 01.11. 85. /Корнеев Н.И., Аржаков В.М., Бормашенко Б.Г. и др.//. – М.: Изд – во стандартов, 1989– 39с

УДК 621.9.06.–233.1:621.822.76

Ю.М. Данильченко, д-р техн.наук, К.М. Рудаков, д-р техн.наук, В.І. Коломієць, ас.
НТУ України “Київський політехнічний інститут”, м. Київ, Україна

ІДЕНТИФІКАЦІЯ ПОХИБКИ ОБЕРТАННЯ РАДІАЛЬНО-УПОРНОГО КУЛЬКОВОГО ПІДШИПНИКА ОПОРІ ШПИНДЕЛЬНОГО ВУЗЛА

Проведено теоретичне дослідження можливості ідентифікації похибок обертання внутрішніх кілець радіально-упорних кулькових підшипників за деформаціями його зовнішніх кілець. На прикладі навантаженого осьювою силою шпindelного підшипника, розраховано зміни деформованого стану зовнішнього кільця при фіксованих поворотах внутрішнього з виділенням складової, обумовленої похибками геометрії бігових доріжок кілець і різномірності кульок. Встановлено співвідношення величини цієї складової з величиною похибки обертання внутрішнього кільця.

Theoretical research of possibility of identification of errors motion of inner rings of angular contact ball bearings is conducted after deformations of it outer rings. On an example loaded with axial force bearing changes of the deformed state of outer ring at the fixed rotation of the inner ring and it's part from failure of raceway geometrical profile and balls diameters are calculated. Correlation of magnitude of this part is set with the magnitude of error motion of inner ring.

Переважаючим видом опор шпинделів металорізальних верстатів є підшипники кочення. За різними оцінками 90-95% шпиндельних вузлів випускаються саме з підшипниками кочення, спеціально призначеними для цих вузлів (шпиндельними підшипниками) [1]. На даний час мінімальна похибка обертання Δ шпинделів на опорах кочення має складати 0,2...0,5 мкм, що досягається використанням в опорах шпиндельних вузлів надпрецизійних радіально-упорних кулькових підшипників та застосуванням жорстких вимог щодо виготовлення і збирання спряжених деталей. Але досі відкритим лишається питання контролю похибки обертання таких шпинделів, особливо під час експлуатації.

Сучасні методи контролю похибок обертання прецизійних шпинделів базуються на безконтактному вимірюванні лінійних зміщень по еталонних поверхнях вимірювальної оправки [2, 3]. При цьому основною проблемою, від способу вирішення якої залежить точність і трудомісткість процедури вимірювання є виділення з результатів вимірювання складової, обумовленої похибкою форми вимірювальної оправки. Особливо це актуально для прецизійних шпиндельних вузлів, похибка обертання шпинделів яких співмірна з похибкою форми вимірювальної оправки. Крім того, обов'язкова наявність вимірювальної оправки виключає можливість використання вищезгаданих методів для контролю похибки обертання таких шпинделів під час експлуатації.

З іншого боку, похибки обертання шпинделів можна оцінити за результатами визначення траєкторій руху центрів внутрішніх кілець підшипників опор [4], але на даний час таких методів вимірювання не існує. В цьому разі для шпиндельних вузлів на опорах кочення, як альтернативу, можна запропонувати оцінювати похибки обертання внутрішніх кілець підшипників за деформаціями його зовнішніх кілець.

Метою цієї роботи є теоретичне дослідження можливості ідентифікації похибок обертання внутрішніх кілець радіально-упорних кулькових підшипників за деформаціями його зовнішніх кілець.

Дослідження базується на основних положеннях розрахунку траєкторії руху центру внутрішнього кільця неідеального радіально-упорного кулькового підшипника [4], згідно якого зв'язок деформованого стану i -ї контактної групи підшипника з просторовим положенням його кілець описується залежністю:

$$\begin{aligned} \omega_F^i &= 2\Delta r_{33s}^i - \Delta_k^i = \sin \tau_0 \cdot (\Delta z_s + (H_{20} + \rho_{20}) \cdot (\alpha \cdot \sin \theta_0^i - \beta \cdot \cos \theta_0^i)) + \rightarrow \\ &\rightarrow \cos \tau_0 \cdot (\Delta y_s \cdot \sin \theta_0^i + \Delta x_s \cdot \cos \theta_0^i) - \Delta_k^i; \quad \omega_F^i \geq 0, \end{aligned} \quad (1)$$

де ω_F^i – сумарна деформація в зоні контакту i -ї кульки з кільцями підшипника; $2 \cdot \Delta r_{33s}^i$ – характеристика похибки i -ї контактної групи; Δ_k^i – узагальнена похибка геометрії реального підшипника в i -й контактній групі; $\Delta x_s, \Delta y_s, \Delta z_s, \alpha, \beta$ – складові вектора δ_s узагальної похибки положення центру внутрішнього кільця реального підшипника відносно номінального стану (стану початкового контакту ідеального підшипника) внаслідок похибок виготовлення і монтажу підшипника та дії зовнішнього навантаження (в тому числі зусилля попереднього натягу Q_0); H_{20} і ρ_{20} – радіуси по дну жолоба і поперечного перетину жолоба доріжки кочення внутрішнього кільця ідеального підшипника; τ_0 – номінальний кут контакту підшипника; θ_0^i – кутове положення i -ї кульки відносно зовнішнього кільця підшипника.

Необхідно зауважити, що характеристика похибки i -ї контактної групи $2 \cdot \Delta r_{33s}^i$ складається з двох незалежних частин. Перша частина ($2 \cdot \Delta r_{33\pi}^i$) характеризує неідеальність виготовлення та монтажу підшипника в опорі ШВ (початковий контакт кульки з кільцями), друга ($2 \cdot \Delta r_{33F}^i = \omega_F^i$) – загальну деформацію кульки від дії навантаження. Відповідно і вектор зміщення $\mathbf{h}_s = (\Delta x_s, \Delta y_s, \Delta z_s)^T$ центру внутрішнього кільця підшипника

відносно номінального положення є векторною сумою зміщення $\mathbf{h}_\pi = (\Delta x_\pi, \Delta y_\pi, \Delta z_\pi)^T$, викликаного похибками виготовлення та монтажу (початкове до деформаційне зміщення), і зміщення $\mathbf{h}_F = (\Delta x_F, \Delta y_F, \Delta z_Q + \Delta z_F)^T$, викликаного дією навантаження (з врахуванням зміщення Δz_Q , викликаного зусиллям попереднього осьового натягу Q_0). Узагальнена характеристика деформованого стану контактних груп підшипника подана на рис. 1.

При описі деформованого стану підшипників зазвичай користуються припущенням абсолютної жорсткості кілець підшипника та незалежності деформування в контактних групах “тіло кочення – кільця підшипника”. Відповідно до цього приймається [5], що потенційна енергія деформованого стану підшипника Π дорівнює сумі потенційних енергій Π , накопичених при деформуванні всіх тіл кочення (кульок) в контактних групах, а величина контактної деформації в кожній контактній групі ω_F^i визначається взаємним положенням кілець підшипника. Рівняння рівноваги для фіксованого кута повороту внутрішнього кільця підшипника записуються у вигляді:

$$P_x - \frac{\partial \Pi}{\partial \Delta x_F} = 0; \quad P_y - \frac{\partial \Pi}{\partial \Delta y_F} = 0; \quad P_z - \frac{\partial \Pi}{\partial \Delta z_F} = 0, \quad (2)$$

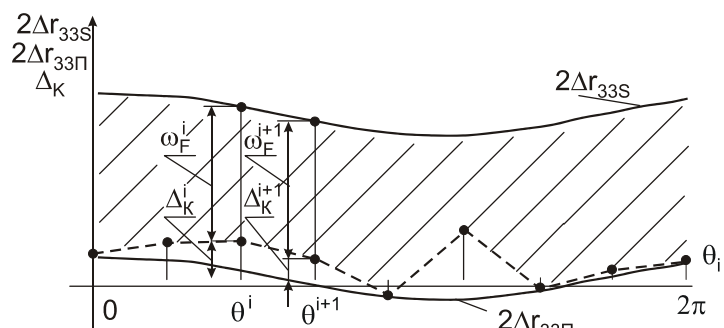


Рис. 1. Характеристика деформованого стану контактних груп підшипника

$$\Pi = \sum_{i=1}^z \Pi^i = \frac{2}{5} \cdot K_G \cdot \sum_{i=1}^z \omega_F^{i 5/2} \quad (3)$$

де $\Delta x_F, \Delta y_F, \Delta z_F$ – складові вектора δ_F узагальненої похибки положення центру внутрішнього кільця підшипника відносно початкового стану внаслідок дії зовнішнього навантаження $P = (P_x, P_y, P_z)^T$; K_G – коефіцієнт Г.Герца; z – число контактних груп (кульок) в підшипнику.

З врахуванням (1) і (3) система рівнянь (2) набуває вигляду:

$$\begin{cases} K_G \cdot \cos \tau_0 \cdot \sum_{i=1}^z P_x^i = P_x \\ K_G \cdot \cos \tau_0 \cdot \sum_{i=1}^z P_y^i = P_y \\ K_G \cdot \sin \tau_0 \cdot \sum_{i=1}^z P_z^i = P_z = Q_0 + \Delta P_z \end{cases}, \text{ або } \begin{cases} K_G \cdot \cos \tau_0 \cdot \sum_{i=1}^z (\omega_F^{i 3/2} \cdot \cos \theta_0^i) = P_x \\ K_G \cdot \cos \tau_0 \cdot \sum_{i=1}^z (\omega_F^{i 3/2} \cdot \sin \theta_0^i) = P_y \\ K_G \cdot \sin \tau_0 \cdot \sum_{i=1}^z \omega_F^{i 3/2} = P_z = Q_0 + \Delta P_z \end{cases} \quad (4)$$

де P_x^i, P_y^i, P_z^i – складові контактного навантаження в i -ї контактній групі.

На залежностях (1) та (4) і базується теоретичне дослідження взаємозв'язку зміщень центру внутрішнього кільця неідеального радіально-упорного кулькового підшипника з деформацією його зовнішнього кільця.

Для дослідження було обрано шпindelний радіально-упорний кульковий підшипник SEA 35 фірми SNFA [6]. Основні параметри підшипника: габаритні розміри $d \times D \times B = 35 \times 47 \times 7$ мм, кут контакту $\tau_0 = 15^\circ$, діаметр кульки $d_{w0} = 3,17$ мм, число кульок $z = 26$, радіуси по дну жолоба і поперечного перетину жолоба доріжки кочення внутрішнього кільця ідеального підшипника $H_{20} = 18,914$ мм і $\rho_{20} = 1,623$ мм. Для розрахунків обрано величину попереднього осьового натягу $Q_0 = 370$ Н. Похибки виготовлення підшипника обирались за середньо-імовірнісними спектрами похибок геометрії

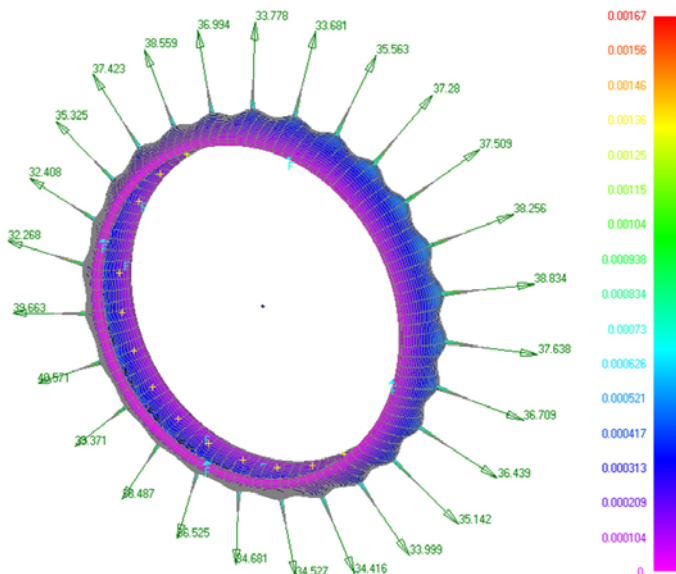


Рис. 2. Зовнішнє кільце в деформованому стані

бігових доріжок кілець і різномірності кульок для підшипників 2-го класу точності [7]. Було прийнято: загальні значення відхилень від круглості доріжок кочення – 0,323 мкм (зовнішнє кільце), 0,340 мкм (внутрішнє кільце), різномірність кульок в комплекті – 0,12 мкм.

Дослідження зміни деформованого стану зовнішнього кільця при фіксованих поворотах внутрішнього здійснювалось за розрахунками значень P_x^i, P_y^i, P_z^i складових контактного навантаження в контактних групах підшипника із використанням авторських програм ОКА-3D і BearProj. Для цього в програмі ОКА-3D була створена тривимірна скінченно-елементна модель зовнішнього кільця. Для заповнення об'єму моделі використані скінченні елементи гексагонального типу другого порядку наближення. Загальна кількість елементів та вузлів в моделі становить 17566 та 80808 шт. відповідно. Застосовано

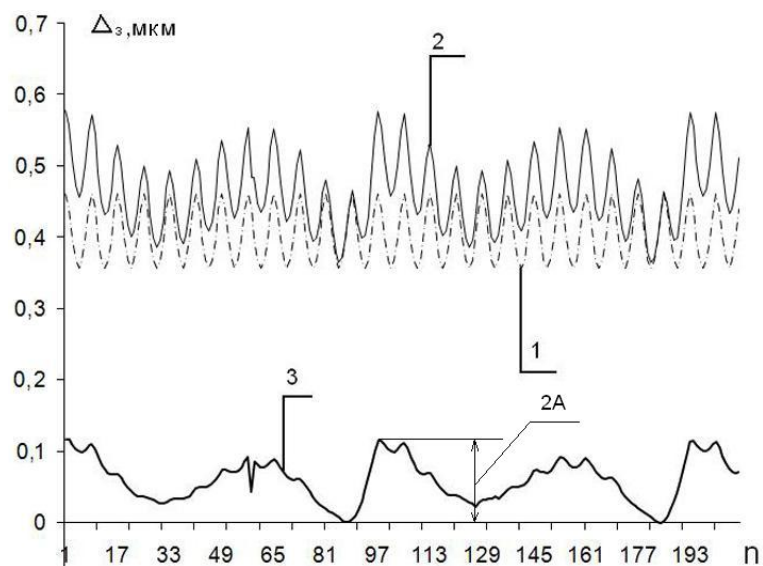


Рис. 3. Процес деформування зовнішнього кільця в 0-й точці: 1 – підшипник з ідеальною геометрією, 2 – підшипник з неідеальною геометрією, 3 – змінна складова деформацій, п – номер положення комплексу сил, Δ_z – величина пружного зміщення

повне закріплення вузлів по торцях моделі підшипника. Використовувалась лінійно – пружна модель матеріалу з характеристиками: модуль Юнга $E=2 \times 10^5$ МПа та коефіцієнт Пуассона $\eta=0.3$. Розрахунок деформацій здійснювався у 208 вузлах зовнішнього кільця для дискретних положень комплексу кульок при його послідовних поворотах на кут $1,730769^\circ$ на одному оберті, що відповідає 2,161 оберта внутрішнього кільця.

Сили, якими навантажувалось зовнішнє кільце підшипника, розраховувались за допомогою програми BearProj. Вони прикладались в точки контакту кульок з кільцем. Для спрощення процедури розрахунку деформацій при обертанні комплексу кульок, була прийнята інверсна послідовність дій. Тобто, розрахунки здійснювались в одному і тому ж фіксованому положенні комплексу сил, а значення цих сил змінювались відповідно до результатів їх розрахунку для послідовних поворотів комплексу кульок відносно зовнішнього кільця. Це дало змогу отримати масив поверхонь деформування зовнішнього кільця (рис. 2.), за допомогою якого шляхом послідовного розвороту отриманих поверхонь було відтворено власне процес деформування.

Для встановлення ступеня впливу похибок геометрії доріжок та тіл кочення підшипника на деформації зовнішнього кільця, ці деформації було розраховано як з врахуванням вищезазначених похибок (неідеальний підшипник), так і без їх врахування (ідеальний підшипник). За різницею цих деформацій в одноіменних точках на дискретних кутах повороту було отримано значення їх змін, обумовлених власне неідеальністю геометрії поверхонь кочення елементів підшипника (рис. 3). Розмах $2A$ змінних складових деформацій для окремих реалізацій лежить в діапазоні від 0,11 мкм до 0,15 мкм. В цей же час розмах траєкторії руху центру внутрішнього кільця не перевищує 0,04 мкм (рис. 4).

Отже, для даної сукупності умов (величин похибок геометрії і осьового попереднього натягу) спостерігається певна відповідність величин похибки обертання внутрішнього кільця підшипника і змінної складової деформації його зовнішнього кільця, що свідчить про перспективність запропонованого підходу до оцінки похибки обертання підшипників. Крім того, наявність відмінностей між змінними складовими деформацій окремих реалізацій як за величиною, так і за характером, дає підстави для подальшого дослідження в напрямку встановлення закономірностей формування цих складових.

Висновки 1. Теоретичне дослідження деформацій зовнішнього кільця радіально-упорного кулькового підшипника, навантаженого зусиллям попереднього осьового натягу, дозволило встановити наявність змінної складової деформації, обумовленої похибками геометрії доріжок та тіл кочення, та оцінити співвідношення величини цієї складової із величиною похибки обертання внутрішнього кільця підшипника.

2. Наявність відмінностей між змінними складовими деформацій окремих реалізацій як за величиною, так і за характером, дає підстави для більш поглибленого дослідження закономірностей формування цих складових з метою встановлення додаткових можливостей запропонованого підходу щодо аналізу процесу формування траєкторії руху центру внутрішнього кільця підшипника.

Список літератури

1. Машиностроение. Энциклопедия. Металлорежущие станки и деревообрабатывающее оборудование. – Т.IV-7 / Под ред. Б.И.Черпакова. - М.: Машиностроение. - 1999. – 863 с.
2. Fujimaki K., Mitsui K. Development of an Optical Measuring Device for Rotation Accuracy of Micro-Spindle / http://www.aspe.net/publications/Annual_2005/POSTERS/3METRO/3INSTR/1730.PDF.
3. Laser Non-contact Spindle error motion measurement / <http://www.optodyne.it/CD/English/Application%5CASP-1114.PDF>.
4. Данильченко Ю.М., Кузнецов Ю.М. Прецизійні шпиндельні вузли на опорах кочення (теорія і практика). - Тернопіль – Київ: Економічна думка, 2003. – 344 с.
5. Журавлев В.Ф., Бальмонт В.Б. Механика шарикоподшипников гироскопов. – М.: Машиностроение. 1985. – 272 с.
6. Высокооточные подшипники. Каталог фирмы SNFA / Gen. Cat. – 9-85-6000 - I.F.E.D.R.S. – Tipostampa – Torino – 62 с.
7. Явленский К.Н., Явленский А.К. Вибродиагностика и прогнозирование качества механических систем. – Л.: Машиностроение, 1983. – 239 с.

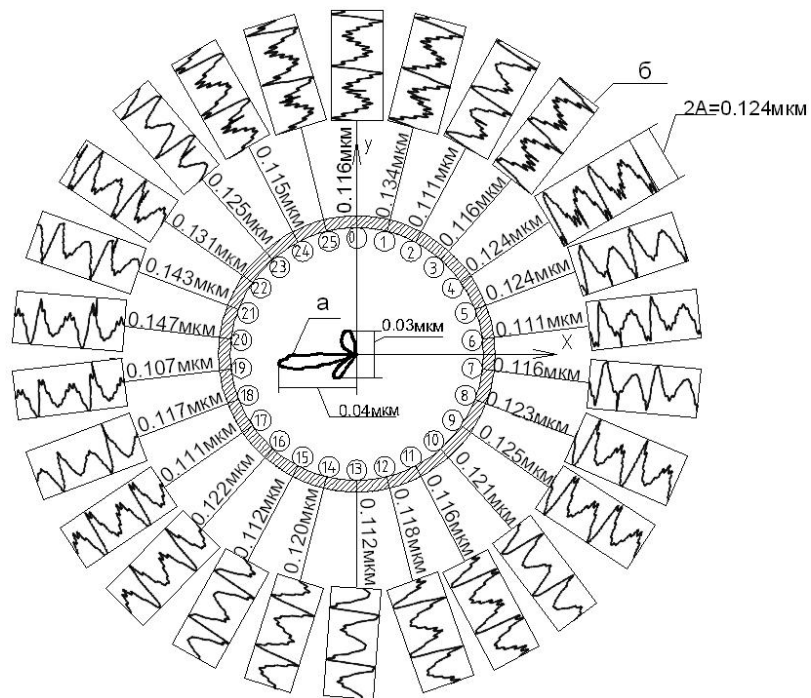


Рис. 4. Характеристика пружно-деформованого стану підшипника на одному оберті комплексу кульок:
1 – змінна складова деформації зовнішнього кільця, 2 – траєкторія руху центру внутрішнього кільця