

УДК 621.9.06. – 233.1

Ю.Данильченко, канд.техн.наук; С.Петров

Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя

РОЗПОДІЛ ОСЬОВОГО НАВАНТАЖЕННЯ В ОПОРАХ ШПИНДЕЛЬНОГО ВУЗЛА

Теоретично досліджено вплив похибок виготовлення та монтажу радіально-упорних кулькових підшипників на розподіл осьового навантаження в опорі шпindelного вузла. Описано загальний підхід до складання розрахункових схем різних типів опор. Подано результати математичного моделювання точності та силових характеристик підшипників опори типу “дуплекс”, зібраною за схемою “тандем”.

Точність металорізальних верстатів є одним із основних показників їх якості. Визначальний вплив на формування заданого рівня точності верстата має точність шпindelного вузла (ШВ). Вона характеризується точністю обертання шпindelю і

традиційно забезпечується відповідною точністю виготовлення його основних деталей, точністю збирання і регулювання, а також жорсткістю та зносостійкістю елементів, стабільністю форми й розмірів деталей. У свою чергу, жорсткість ШВ значною мірою визначається жорсткістю підшипників опор. Так, згідно з [1], баланс пружних радіальних переміщень на передньому кінці шпинделя для ШВ з різними типами опор такий: деформації передньої опори становлять 40-50% від загального переміщення, задньої – 2-3%, консольної частини шпинделя - 15-20%, а міжопорної частини – 30-40%.

Переважним видом опор шпинделів є підшипники кочення. За різними оцінками, 90-95% ШВ випускаються саме з підшипниками кочення, спеціально призначеними для цих вузлів (шпиндельними підшипниками).

У ШВ на опорах кочення потрібна величина радіальної жорсткості забезпечується шляхом створення попереднього натягу підшипників. В опорах, складених з радіально-упорних кулькових підшипників, натяг створюють шляхом відносного осьового зміщення їх зовнішніх та внутрішніх кілець. В опорах, складених за схемою “тандем”, величина натягу в опорі визначається загальним зусиллям попереднього натягу Q . Натяг кожного підшипника опори суттєво залежить від точності виготовлення спряжених деталей (проміжних кілець і власне кілець підшипників) і визначається розподілом загального зусилля між окремими підшипниками.

Теоретичні дослідження розподілу осьового навантаження між довільною кількістю підшипників, встановлених за схемою “тандем” [2], базуються на припущенні, що підшипники мають ідеальну геометрію поверхонь кочення і відрізняються тільки виступом кілець. Отже, потребує вивчення питання рівня впливу на розподіл осьового навантаження інших похибок виготовлення підшипників.

Для комплексного врахування похибок виготовлення та монтажу підшипників опор використано математичну модель неідеального радіально-упорного кулькового підшипника, описану в роботах [3,4]. Згідно з цією моделлю вектор зміщення $\mathbf{h}_s = (\Delta x_s, \Delta y_s, \Delta z_s)^T$ центру внутрішнього кільця підшипника відносно номінального положення визначається як векторна сума зміщення $\mathbf{h}_n = (\Delta x_n, \Delta y_n, \Delta z_n)^T$, викликаного похибками виготовлення та монтажу (початкове додеформаційне зміщення), і зміщення $\mathbf{h}_F = (\Delta x_F, \Delta y_F, \Delta z_F)^T$, викликаного дією зовнішнього навантаження. Власне чітка прив'язка до номінального положення, тобто положення внутрішнього кільця ідеального підшипника у стані початкового контакту кульок з кільцями, дозволяє застосовувати однаковий підхід при складанні розрахункових схем підшипникових опор різних типів.

Як приклад подамо конструктивні та розрахункові схеми опор типу “триплекс” (рис.1,2). На рис.1 подано конструктивні та розрахункові схеми опор, зібраних за схемами “тандем” (рис.1а) та “тандем – О” (рис.1б) з урахуванням лише похибок виготовлення доріжок кочення кілець та кульок. У цьому випадку номінальні положення центрів внутрішніх кілець всіх підшипників опори збігаються (вісь 00), а напрям їх осьового зміщення Δz визначається напрямом дії осьового навантаження P . Загальне навантаження Q певного напрямку між відповідними підшипниками розподіляється за умови рівності зміщень типу Δz_s цих підшипників. Додаткова наявність різного виступу кілець враховується шляхом зміщення номінального положення центру внутрішнього кільця відповідного підшипника на величину Δb цього виступу (рис.2).

Для виявлення закономірностей формування вихідних характеристик опор кочення ШВ розраховано зусилля осьового натягу, жорсткостей та осьових зміщень підшипників опори типу “дуплекс”, зібраної за схемою “тандем”. Основні характеристики підшипників: габаритні розміри $d \times D \times B = 30 \times 55 \times 13$ мм, кут контакту $\tau_0 = 15^\circ$, діаметр кульки $d_{w0} = 6,747$ мм, число кульок $n = 13$. Зусилля осьового навантаження опори $Q = 180$ Н. Похибки виготовлення підшипників враховуються шляхом використання отриманих на кругломірі “TALYROND 73” результатів гармонічного аналізу контрольованих

профілів доріжок кочення кілець по дну жолобів (табл.1). Різномірність комплектів кульок $0,027 \div 0,03$ мкм. Результати розрахунків подано на рис.3,4.

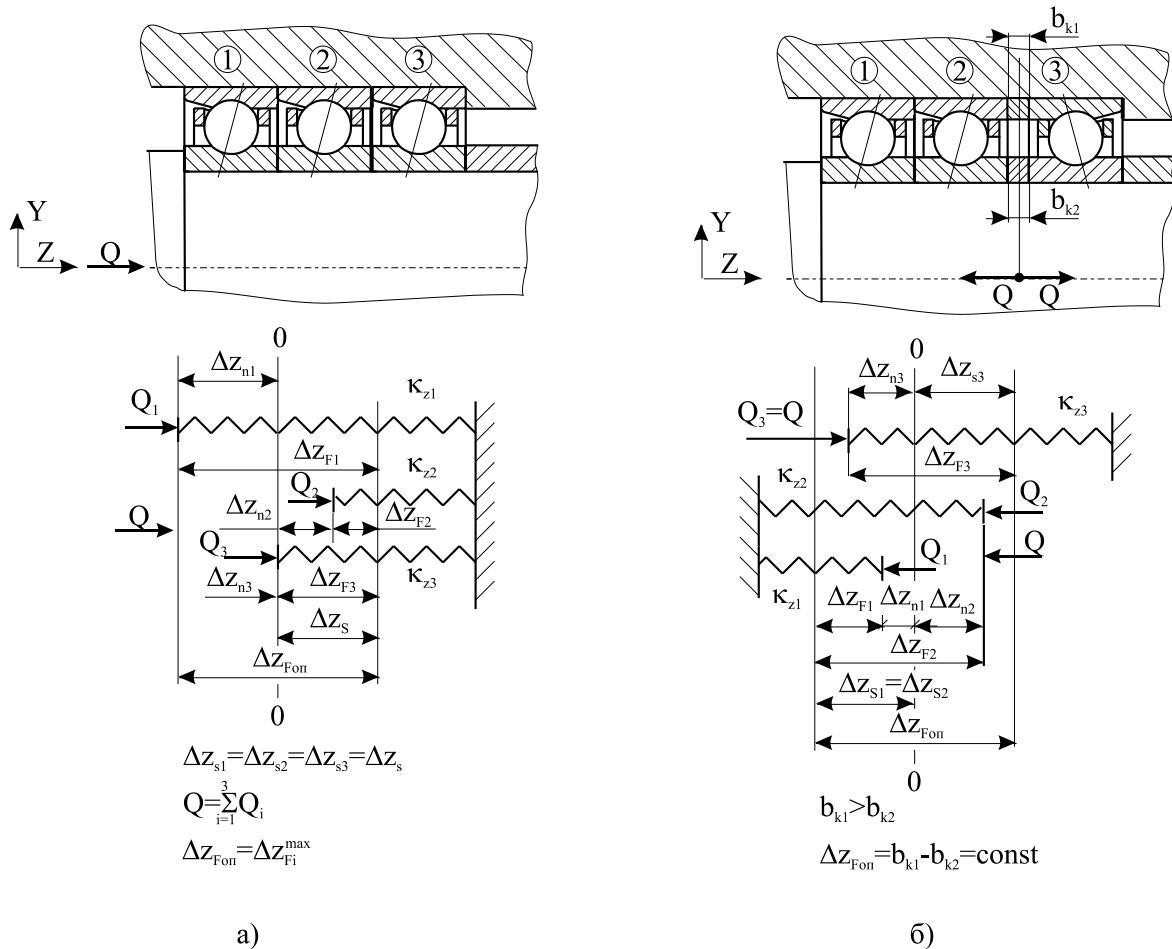


Рис. 1. Конструктивна і розрахункова схеми опор типу “триплекс”:
а) схема “тандем”; б) схема “тандем-О”.

Як свідчать результати моделювання для випадку врахування лише похибок виготовлення доріжок кочення кілець та кульок, середні значення зусиль осевого натягу підшипників (Q_{01}, Q_{02}) майже не відрізняються від номінальних ($Q_{ном1} = Q_{ном2} = 90$ Н) (рис.3а).

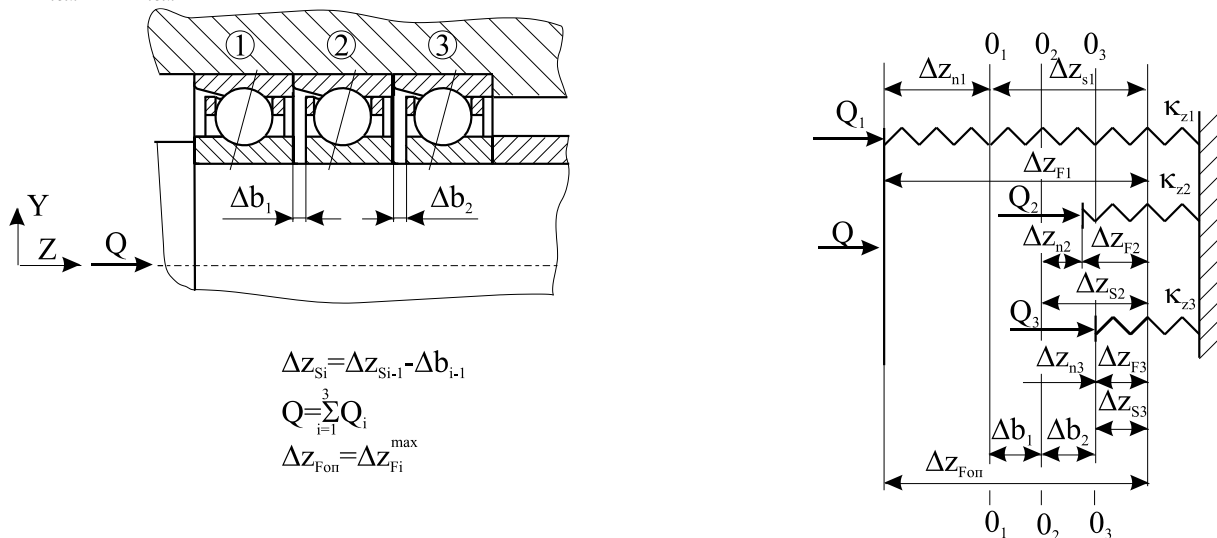


Рис. 2. Конструктивна і розрахункова схеми при комплексному врахуванні похибок виготовлення та монтажу підшипників опори.

Таблиця 1

Характеристики похибок виготовлення доріжок кочення кілець підшипників

Зовнішні кільця підшипників №1 і №2: амплітуди (А, мкм) гармонік (g)										
№ g	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
A №1	0.028	0.085	0.039	-	0.015	0.014	0.027	0.006	-	-
A №2	0.054	0.061	0.03	0.013	0.010	0.009	0.013	-	0.007	0.009
№ g	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
A №1	-	0.007	-	0.010	0.009	0.008	-	-	0.006	0.006
A №2	-	0.006	0.009	0.009	-	-	0.007	-	-	-
Внутрішні кільця підшипників №1 і №2: амплітуди (А, мкм) гармонік (g)										
№ g	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
A №1	0.041	0.100	0.048	0.007	0.008	0.018	-	0.006	0.006	-
A №2	0.059	0.143	0.048	0.055	0.009	0.016	0.063	-	0.005	0.005
№ g	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
A №1	-	-	0.026	-	-	-	0.011	-	-	-
A №2	0.005	-	-	-	0.007	-	-	-	-	-

Найбільші коливання зусиль виявляються на частотах проходження кульок по зовнішньому ($f_{m/3} \approx 5,46 \cdot f_0$, де f_0 - частота обертання внутрішнього кільця), та внутрішньому ($f_{m/6} \approx 7,54 \cdot f_0$) кільцях, але амплітуди цих коливань не більші за 1% середніх значень Q_{0i} . Те ж стосується і змін осьової жорсткості k_{zi} підшипників (рис.3б), за винятком того, що найбільші коливання виявляються на подвійній частоті обертання ($2 \cdot f_0$). Але власне саме ці зміни і впливають на формування спектру амплітуд осьових коливань опори (рис.3в). Відомо [5], що найбільше впливають на формування спектру амплітуд осьових коливань підшипників при фіксованій величині зусилля осьового натягу гармоніки дефектів кілець підшипника, номери яких кратні числові кульок у підшипнику (для нашого випадку $n = 13$). При цьому відповідні гармоніки хвилястості зовнішнього кільця спричиняють появу осьових коливань на частотах, кратних частоті $f_{m/3}$, а внутрішнього кільця – на частотах, кратних частоті $f_{m/6}$. Саме цим і пояснюється суттєва відмінність спектрів амплітуд осьових коливань окремо взятих підшипників (табл.1, рис.3г). Відмінність спектру амплітуд осьових коливань опори (рис.3в) від аналогічних спектрів підшипників (рис.3г) власне і пояснюється тим, що він отримується як результат силової взаємодії двох підшипників при змінній величині зусилля осьового натягу. Додаткові дослідження спектрів амплітуд радіальних коливань внутрішніх кілець підшипників, як окремих, так і в складі опори, не виявили їх суттєвих відмінностей. Це стосується і радіальних жорсткостей підшипників.

Більш суттєво на формування силових характеристик підшипників опор впливає додаткова наявність виступу кілець (рис.4). І хоч для спарених підшипників даного типорозміру (клас точності – 4 і вищий) загальний зазор між кільцями у стані початкового контакту не може бути більшим за 0,5 мкм [6], такі значення суттєво впливають на значення жорсткостей (особливо радіальних k_{xi}) та розподіл осьового навантаження Q_i між підшипниками опори.

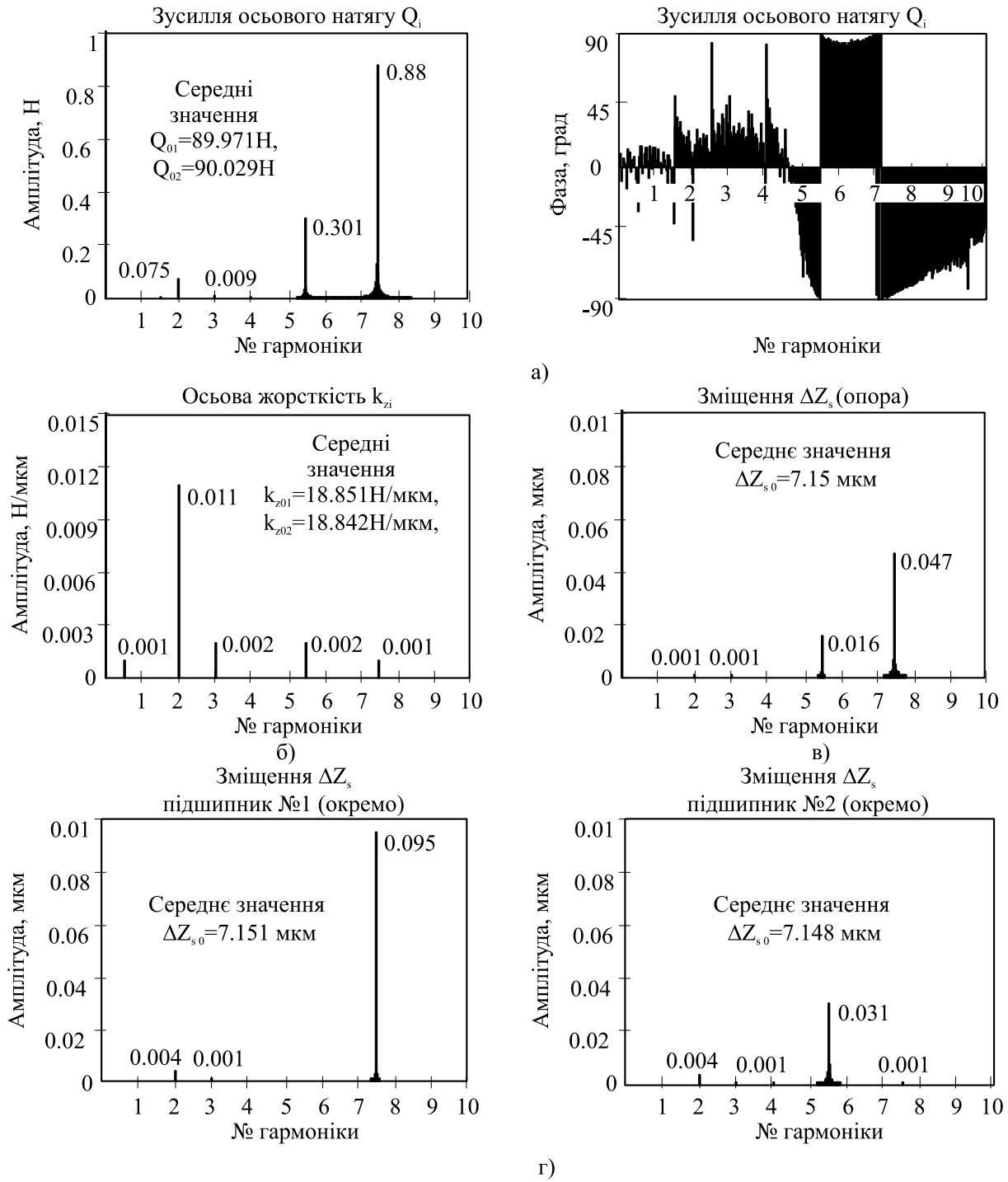


Рис. 3. Спектральні характеристики опори та її підшипників при врахуванні похибок виготовлення доріжок кочення кілець та кульок:
 а) зусилля осьового натягу; б) осьова жорсткість; в) осьове зміщення опори;
 г) осьові зміщення підшипника окремо.

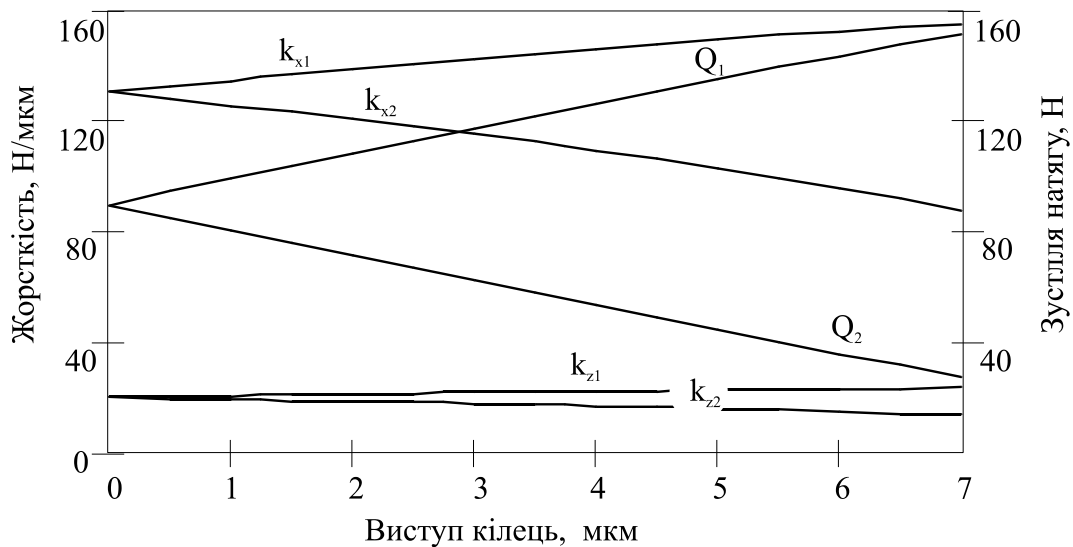


Рис. 4. Силові характеристики підшипників опори при комплексному врахуванні похибок їх виготовлення та монтажу.

Висновки

1. Похибки виготовлення та монтажу підшипників в опорі впливають на розподіл осевого навантаження між ними так: похибки виготовлення доріжок кочення кілець та кульок визначають амплітудно-частотний склад спектрів осевого навантаження, а виступи кілець – середні значення цих навантажень.
2. Спектр амплітуд осевих коливань опори є результатом силової взаємодії складових підшипників, тому може суттєво відрізнитися від аналогічних спектрів окремих підшипників.
3. Відсутність суттєвого впливу змінності осевого навантаження на радіальні коливання та радіальні жорсткості підшипників опори свідчить про можливість незалежного теоретичного дослідження поведінки ШВ у осевому та радіальних напрямках.

The theoretical researches of the machining and assembly deviations of the angular contact bearings influence upon the axial load distribution within the spindle unit support were done. The general approach towards designing calculations schemes for different types of supports is described. The mathematical modeling results of the accuracy and power characteristics of the "duplex" support bearings assembled in "tandem" scheme are given.

Література

1. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем: Справочник-учебник. В 3-х т. Т.2. Ч.1. / Под общ. ред. А.С.Проникова. – М.: Машиностроение, 1995. – 371 с.
2. Ковалев М.П., Народецкий М.З. Расчет высокоточных шарикоподшипников. - М.: Машиностроение, 1980. – 373 с.
3. Данильченко Ю.М. Початкове зміщення внутрішнього кільця радіально-упорного підшипника опори шпиндельного вузла // Вісник ТДТУ. – Тернопіль.- 2000. - Том 5. - № 1. – С. 35-45.
4. Данильченко Ю.М., Петров С.В. Жорсткість по куту повороту радіально-упорного кулькового підшипника опори шпиндельного вузла // Вісник ТДТУ.– Тернопіль.- 2001. - Том 6. - № 3. – С. 33-38.
5. Журавлев В.Ф., Бальмонт В.Б. Механика шарикоподшипников гироскопов. – М.: Машиностроение, 1985. – 272 с.
6. Высокоточные подшипники: Каталог фирмы SNFA / Gen. Cat. – 9-85-6000 - I.F.E.D.RS. – Tipostampa. – Torino. – 62 с.

Одержано 14.05.2002 р.