

УДК 621.9.06. – 233.1

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

Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя

**МОДЕЛЮВАННЯ СИЛОВИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПІДШИПНИКІВ
ОПОР КОЧЕННЯ ШВИДКОХІДНИХ ШПИНДЕЛЬНИХ ВУЗЛІВ**

Подано результати математичного моделювання силових характеристик шпиндельного радіально-упорного кулькового підшипника VX30.9.CE1.TL фірми SNFA (Франція). Проведено аналіз особистого та комплексного впливу температурного режиму і частоти обертання на радіальну і осьову жорсткості підшипника та нормальні навантаження в контактних групах для різних схем створення попереднього осьового натягу.

Умовні позначення

n_g – частота обертання внутрішнього кільця підшипника, хв^{-1} ;

t_0, t_n – усталена температура підшипника в статичі і при обертанні з частотою n , °C;

e_0, e_t – початковий радіальний зазор при температурі t_0 і t_n , мкм;

S_0, S_t – осьова гра при температурі t_0 і t_n , мкм;

τ_0, τ_t – початковий кут контакту підшипника при температурі t_0 і t_n , град.;

τ_P, τ_{Pt} – кут контакту статично навантаженого підшипника при температурі t_0 і t_n , град.;

τ_{1Pn} і τ_{1Pnt} , τ_{2Pn} і τ_{2Pnt} – кут контакту тіла кочення (кульки) із зовнішнім (індекс 1) та внутрішнім (індекс 2) кільцями навантаженого (індекс P) підшипника, що обертається (індекс n) при температурі t_0 і t_n відповідно, град.;

ΔZ_P і ΔZ_{Pn} , ΔZ_{Pt} і ΔZ_{Pnt} – осьове зміщення внутрішнього кільця навантаженого підшипника у статичі і при обертанні з частотою n для температурних режимів t_0 і t_n , мкм;

$P_Z = P_{np}$, $P_{жс}$ – зусилля попереднього осьового натягу для “пружних” і “жорстких” схем його створення, Н;

$F_{Ц}$ – відцентрова сила у контактній групі, Н;

K_{ZPn} , K_{ZPt} , $K_{ZPnt} = K_{Znp}$, $K_{Zжс}$ – осьова жорсткість підшипника для відповідних режимів (P, n, t) і схем створення натягу (пр, ж), Н/мкм;

K_{rPn} , K_{rPt} , $K_{rPnt} = K_{rnp}$, $K_{rжс}$ – радіальна жорсткість підшипника для відповідних режимів (P, n, t) і схем створення натягу (пр, ж), Н/мкм;

N_{1Pn} , N_{2Pn} , $N_{1Pt} = N_{2Pt} = N_{Pt}$, N_{1Pnt} , N_{2Pnt} – нормальні навантаження у контактній групі для відповідних точок контакту (1,2) і режимів (P, n, t), Н.

Сучасний розвиток конструкцій шпиндельних вузлів на опорах кочення визначається підвищеними вимогами до точності (похибка обертання шпинделя верстата 0,1-0,3 мкм) і швидкохідності ($d \cdot n$ до $1,8 \cdot 10^6 \text{ мм} \cdot \text{хв}^{-1}$). Наслідком цих тенденцій стало різке скорочення можливих варіантів конструкцій насамперед швидкохідних шпиндельних вузлів, тому на цей час практично нараховується тільки 8-10 типових конструкцій [1,2]. Отже, центр ваги в проектуванні шпиндельних вузлів на опорах кочення має переміститися у бік удосконалення типових конструкцій, що в свою чергу вимагає поглибленого вивчення характеру та наслідків дії фізичних процесів, що мають місце під час роботи шпиндельних вузлів.

Основною особливістю швидкохідних шпиндельних вузлів є те, що хоча їх точність в основному визначається технологічними факторами (точністю виготовлення та збирання), але значною мірою залежить і від стабільності характеристик жорсткості. Це, насамперед, обумовлено суттєвим впливом зміни динамічних характеристик (власних частот) на формування рівня віброактивності шпиндельного вузла на робочих частотах обертання [3,4]. Суттєво впливає на формування результуючої точності і температурний стан шпиндельного вузла. Але, оскільки вібрації шпинделя і його теплові зміщення належать до процесів різної швидкості, то й наслідки дії цих процесів при моделюванні шпиндельних вузлів, як правило, розглядалися окремо [5,6]. Спроби комплексного вібротермотрибологічного моделювання шпиндельних вузлів [7] були спрямовані на прогнозування точності і параметричної надійності верстатів загалом та його окремих вузлів зокрема. Вказане моделювання базувалося на врахуванні впливу швидкоплинних процесів (вібрацій) на більш повільні процеси і також взаємного впливу процесів середньої швидкості (теплових) та повільних процесів (зношування). Ця комплексна модель вироблена на основі методу кінцевих елементів, а підшипники опор у ній розглядалися тільки як джерела тепловиділення і віброактивності, викликані неточністю виготовлення кілець підшипників. Отже, навіть в цьому випадку параметри вихідної точності шпиндельних вузлів оцінювалися з частковим урахуванням взаємного впливу чинних фізичних процесів, а підшипники опор фактично розглядалися як усталені в часі джерела збуджень.

Експериментальні дослідження впливу частоти обертання на пружні властивості кулькових підшипників [5] свідчать про суттєве зниження власних частот коливань роторів на опорах кочення (гіроскопів) під час їх розгону до високих частот обертання. Теоретичні дослідження цього явища для шпиндельного радіально-упорного кулькового підшипника VX30.9.CE1.TL фірми SNFA (Франція) [8] ($P_z = 380$ Н) показали, що при частотах обертання внутрішнього кільця $n_b > 24000$ хв⁻¹ ($d \cdot n > 0,72 \cdot 10^6$ мм·хв⁻¹) спад радіальної жорсткості перевищує 15 %, а при $n_b = 31000$ хв⁻¹ ($d \cdot n = 0,93 \cdot 10^6$ мм·хв⁻¹) підшипник взагалі розвантажується, хоча за даними фірми-виробника [9] частота обертання цього підшипника може досягати значень $n_b = 45000$ хв⁻¹ ($d \cdot n = 1,35 \cdot 10^6$ мм·хв⁻¹). Таким чином, урахування інерційних навантажень у підшипнику при незмінному тепловому стані дає нижню теоретичну межу жорсткості. Верхню теоретичну межу можна отримати шляхом врахування тільки змін теплового стану, а справжнє значення – при комплексному розгляді пружно-деформаційних, інерційних та теплових процесів.

Для дослідження впливу на жорсткість шпиндельних радіально-упорних кулькових підшипників процесів різної швидкості та фізичної природи була створена комплексна математична модель жорсткості (рис.1), базу якої становили математична модель жорсткості неідеального радіально-упорного підшипника опори швидкохідного шпиндельного вузла, що перебуває під дією комбінованого навантаження [8], і тепла модель підшипника кочення [6,10,11].

Силові характеристики радіально-упорних шпиндельних підшипників моделювалися за геометрично-силовими схемами фізичних станів підшипника (рис.2).

На першому етапі моделювання на основі конструктивних параметрів підшипника: посадочних діаметрів кілець d і D , діаметрів D_1 і D_2 по дну жолобів кілець, радіусів кривизни ρ_1 і ρ_2 доріжок кочення та діаметрів d_{w0} кульок - визначаються [5] геометричні характеристики e_0 , S_0 і τ_0 для початкового теплового стану t_0 (рис.2, схеми 1.1-1.2). Аналогічні характеристики e_t , S_t і τ_t визначаються і для заданого теплового стану (усталеної температури) підшипника з урахуванням зміни значень конструктивних параметрів D_1 , D_2 і d_{w0} внаслідок температурних деформацій (схеми 1.2-2.2). Для розрахунку теплового стану підшипника (усталеної температури t_n) в заданому діапазоні частот обертання n_b та відповідних температурних деформацій елементів підшипника (ΔD_1 , ΔD_2 , Δd_w) використовується автономна тепла модель підшипника (рис.1), реалізована на відомих емпіричних та теоретичних залежностях [6,10,11]. Отримані на першому етапі геометричні характеристики S_0 і S_t визначають взаєморозміщення систем координат зовнішнього $X_1Y_1Z_1$ і внутрішнього $X_2Y_2Z_2$ кілець у стані початкового контакту підшипника.

На другому етапі моделювання залежно від умов урахування чинних фізичних процесів визначаються [8] складові вектора узагальнених малих зміщень внутрішнього кільця підшипника $\delta_{P_i} = (\Delta X_{P_i}, \Delta Y_{P_i}, \Delta Z_{P_i}, \alpha_{P_i}, \beta_{P_i})^T$ при зовнішньому комбінованому навантаженні $P_P = (P_X, P_Y, P_Z, M_X, M_Y)^T$ у різних варіантах його сполучення з інерційним та тепловим навантаженнями (рис.1; рис.2, схеми 3.1- 4.2).

На третьому етапі моделювання визначаються власне силові характеристики підшипника (K_z , K_r , N_1 , N_2) та деякі похідні параметри (τ_1 , τ_2) для різних комбінацій урахування взаємодії фізичних процесів з використанням відповідних математичних моделей (рис.1).

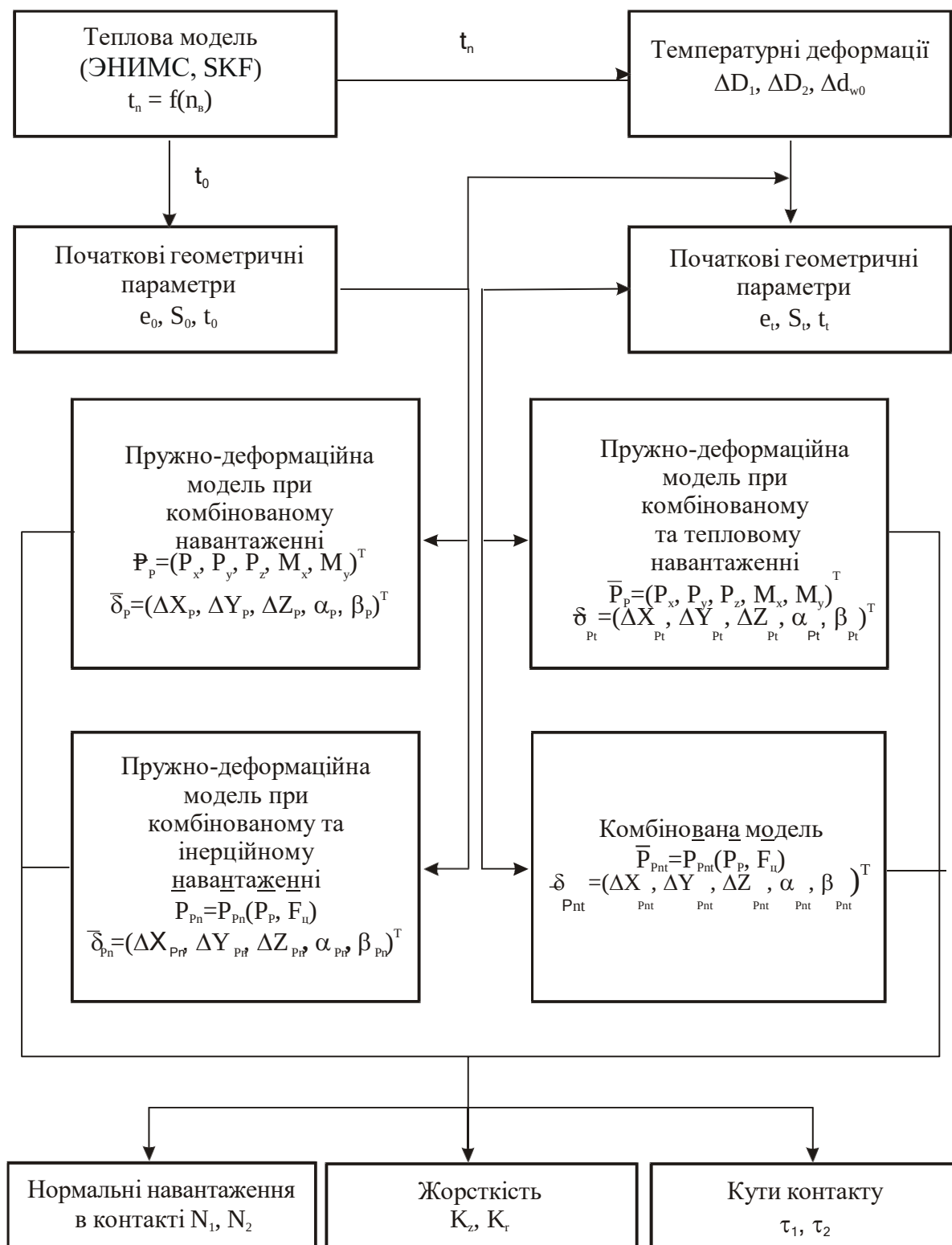


Рис. 1. Комплексна математична модель жорсткості радіально-упорного підшипника опори швидкохідного шпиндельного вузла.

На основі виробленої моделі виконано математичне моделювання силових характеристик шпиндельного радіально-упорного кулькового підшипника VX30.9.CE1.TL фірми SNFA (Франція). Основні геометричні характеристики підшипника [9]: 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 $n = 13$, радіуси кривизни доріжок кочення $\rho_1 = \rho_2 = 3,455$ мм. Умови експлуатації підшипника: зусилля осевого попереднього

натягу $P_Z = 370 \text{ Н}$, конструктивна схема натягу – “пружна”, діапазон частот обертання $n_b = 0,1 \div 45000 \text{ хв}^{-1}$, рідке мащення мастилом И – 12А [12]. Результати моделювання подано на рис.3-9.

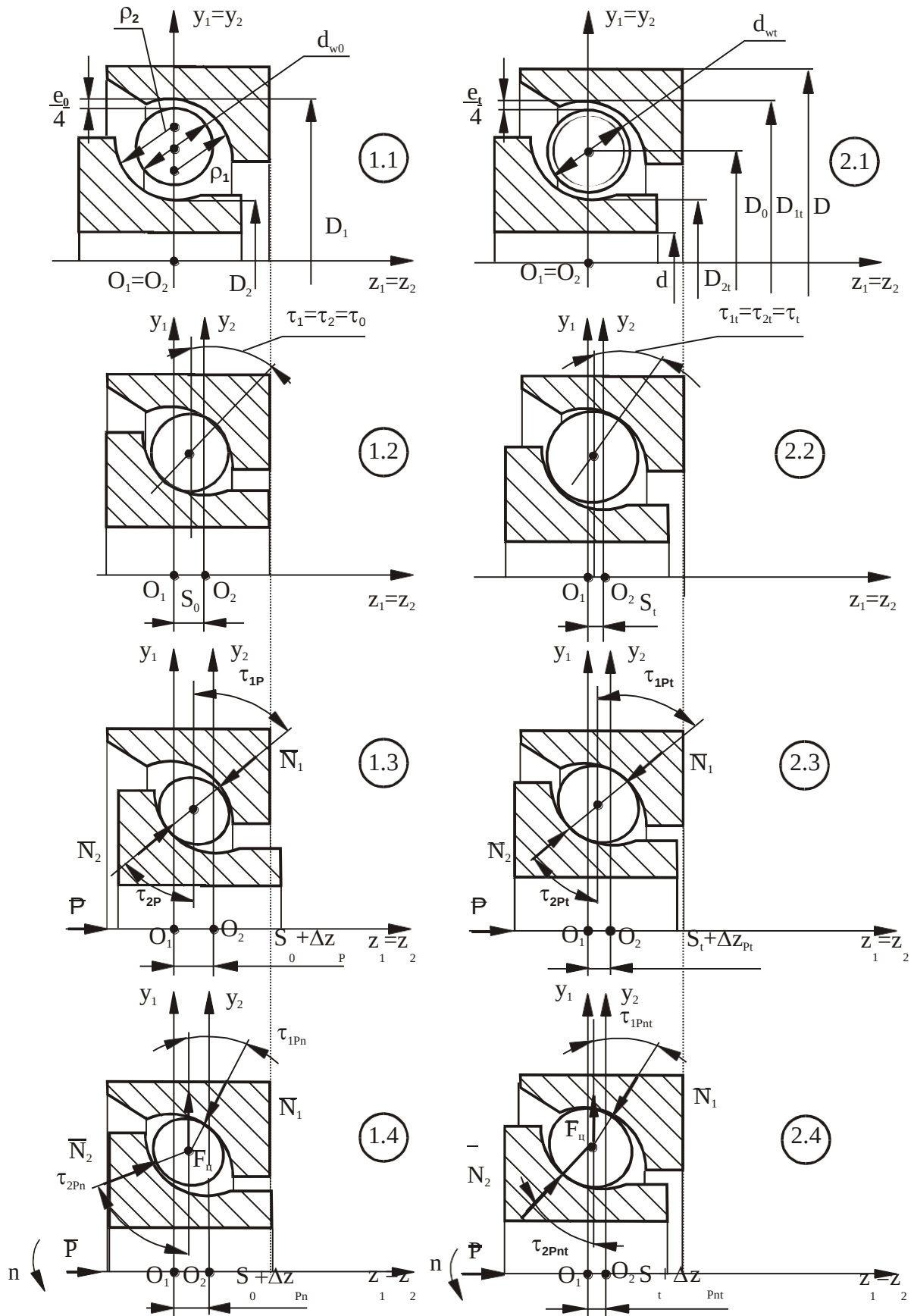


Рис. 2. Геометрично-силові схеми фізичних станів підшипника.

Результати першого етапу моделювання (рис.3,4,5) свідчать про значний вплив теплового стану підшипника на його початкові геометричні характеристики. Так, для заданого закону зміни температур $t_n = f(n_b)$ (рис.3) в діапазоні $20 \div 78^\circ\text{C}$ спостерігається різке зменшення початкового радіального зазору e_t від 11 до 2,4 мкм, осової гри S_t – від 41,9 до 19,7 мкм і початкового кута контакту τ_t – від 15 до 7,2 град.

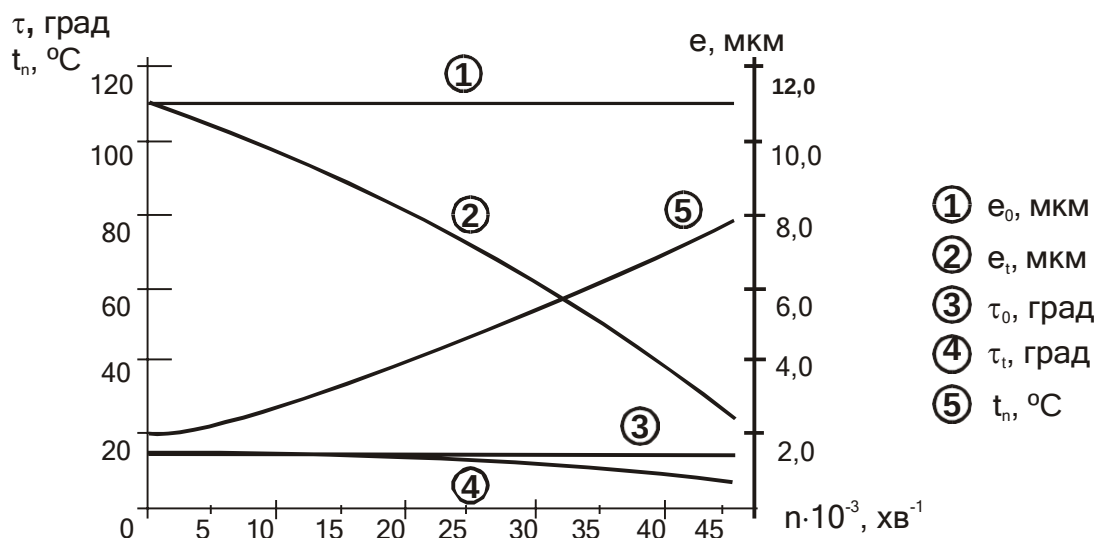


Рис. 3. Початкові геометричні характеристики підшипника для теплових станів t_0 і t_n .

Статичне навантаження підшипника зусиллям осового попереднього натягу P_z (рис.2, схеми 3.1, 3.2) супроводжується зміщенням ΔZ_p внутрішнього кільця підшипника (“зближенням” кілець внаслідок деформації кульок) з відповідною зміною значень початкового кута контакту. Так, для $P_z = 370 \text{ Н}$ і $t_n = t_0 = 20^\circ\text{C}$, $\Delta Z_p = 18,3 \text{ мкм}$ і $\tau_p = 21,3$ град., а для $t_n = 78^\circ\text{C}$ значення цих характеристик сягає: $\Delta Z_{pt} = 61,4 \text{ мкм}$ і $\tau_{pt} = 29,3$ град. (рис. 4, 5).

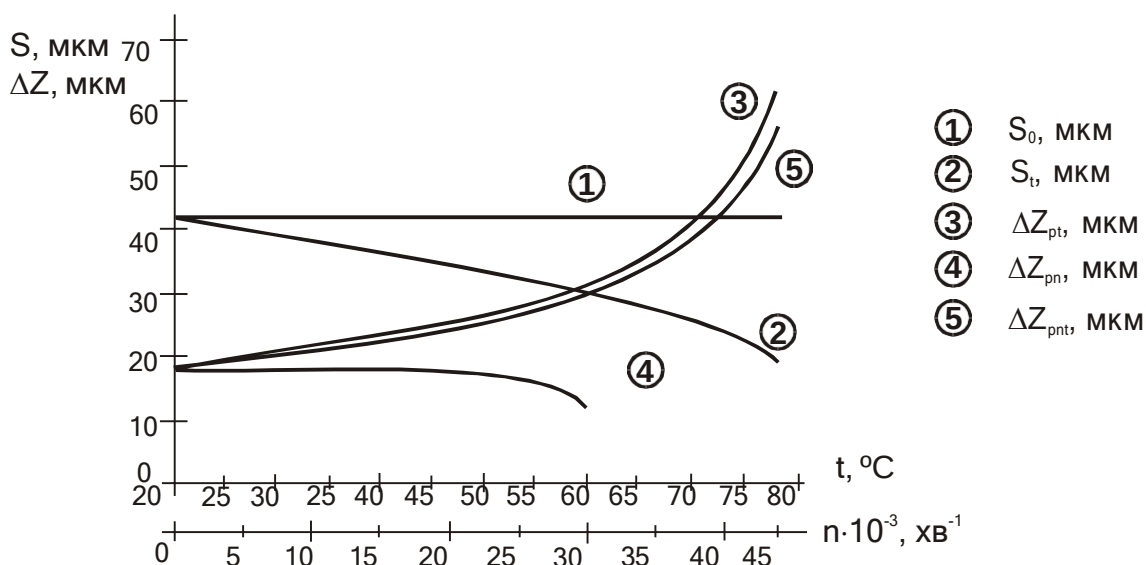


Рис. 4. Геометричні характеристики взаєморозміщення систем координат кілець підшипника.

При сумісному розгляді дії тільки зовнішнього й інерційного навантаження, тобто для стаціонарного теплового стану підшипника $t_n = t_0 = 20^\circ\text{C}$ (рис.2, схема 4.1), результати моделювання в діапазоні частот обертання $n_b = 0,1 \div 32000 \text{ хв}^{-1}$ вказують на

поступове зменшення початкового значення ΔZ_p (розсування кілець) до $\Delta Z_{Pn}=13,4$ мкм і відповідну зміну кутів контакту кульки з кільцями: τ_{1Pn} до 13,6 град. і τ_{2Pn} до 25,6 град.

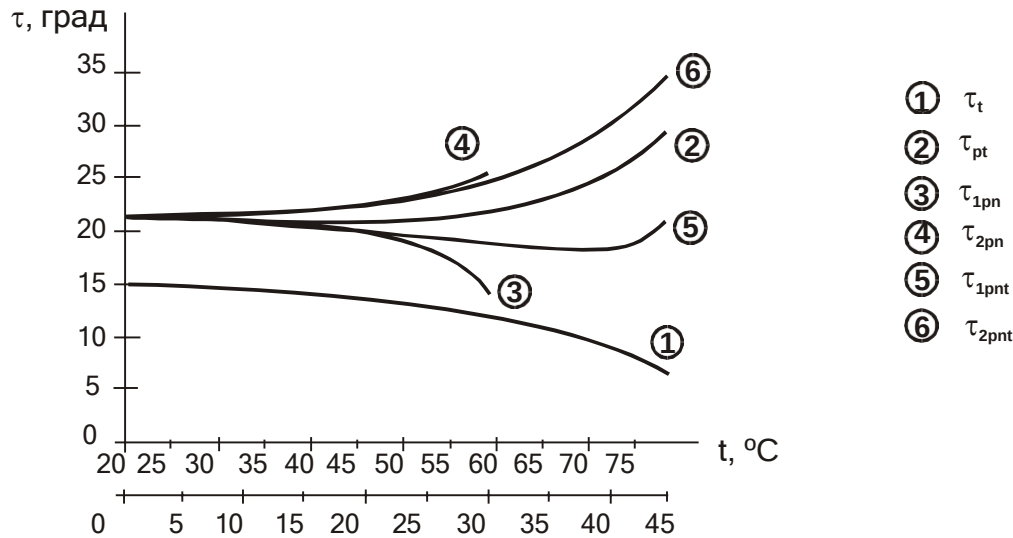


Рис. 5. Кути контакту в контактних групах підшипника.

При комплексному розгляді дії зовнішнього, інерційного та теплового навантаження в діапазоні частот обертання $n_b = 0,1 \div 45000$ хв⁻¹ (рис.2, схема 4.2) отримано такі результати: ΔZ_{Pnt} зростає до 56,7 мкм при $t_n = 78$ °C, кути контакту сягають значень $\tau_{1Pnt} = 20,5$ град. і $\tau_{2Pnt} = 34,8$ град.

За отриманими на другому етапі моделювання значеннями ΔZ_p , ΔZ_{Pt} , ΔZ_{Pn} , ΔZ_{Pnt} , τ_p , τ_{Pt} з урахуванням відповідних геометричних характеристик підшипника ρ_1 , ρ_2 , τ_0 , d_{w0} , d_{wt} на третьому етапі здійснюється розрахунок силових характеристик підшипника [8].

Радіальна жорсткість:

$$K_{ri} = n \cdot \left(\frac{3}{4} \cdot K_{\Gamma} \cdot \Delta Z_i^{0,5} \cdot \sin^{0,5} \tau_j \cdot \cos^2 \tau_j - \frac{15}{8} \cdot \frac{F_{\Pi}^2 \cdot \cos^2 \tau_j}{K'_{\Gamma} \cdot \Delta Z_i^{3,5} \cdot \sin^{1,5} \tau_j} \cdot \frac{(\rho_1 - d_{wj}/2) \cdot (\rho_2 - d_{wj}/2)}{\rho_1 + \rho_2 - d_{wj}} \right)$$

Осьова жорсткість:

$$K_{zi} = n \cdot \left(\frac{3}{2} \cdot K_{\Gamma} \cdot \Delta Z_i^{0,5} \cdot \sin^{2,5} \tau_j - \frac{15}{4} \cdot \frac{F_{\Pi}^2 \cdot \sin^{0,5} \tau_j}{K'_{\Gamma} \cdot \Delta Z_i^{3,5}} \cdot \frac{(\rho_1 - d_{wj}/2) \cdot (\rho_2 - d_{wj}/2)}{\rho_1 + \rho_2 - d_{wj}} \right),$$

де: K_{Γ} , K'_{Γ} - коефіцієнти Герца контактної групи при навантаженні підшипника у статиці і обертанні;

$i = P, Pt$; $j = 0, t$; $F_{\Pi} = 0$ - при розрахунках жорсткості в статиці без/з врахування теплового навантаження;

$i = Pn, Pnt$; $j = 0, t$ - при розрахунках жорсткості з урахуванням інерційного навантаження і без/з врахування теплового навантаження.

Результати моделювання насамперед свідчать про реальну можливість досягнення радіально-упорними кульковими підшипниками високої швидкохідності, причому нагрівання підшипника на високих частотах обертання відіграє позитивну роль “компенсатора” інерційних навантажень і стабілізації радіальної жорсткості. Так, для $n_b = 45000$ хв⁻¹ ($d \cdot n = 1,35 \cdot 10^6$ мм·хв⁻¹) радіальна жорсткість $K_{rPnt} = 208,6$ Н/мкм

при значенні статичної жорсткості $K_{rp} = 210,4$ Н/мкм, хоча при розрахунках без урахування теплового навантаження вже при $n_b = 30000$ хв⁻¹ підшипник розвантажується ($K_{rp} = K_{zpn} = 0$) (рис.6).

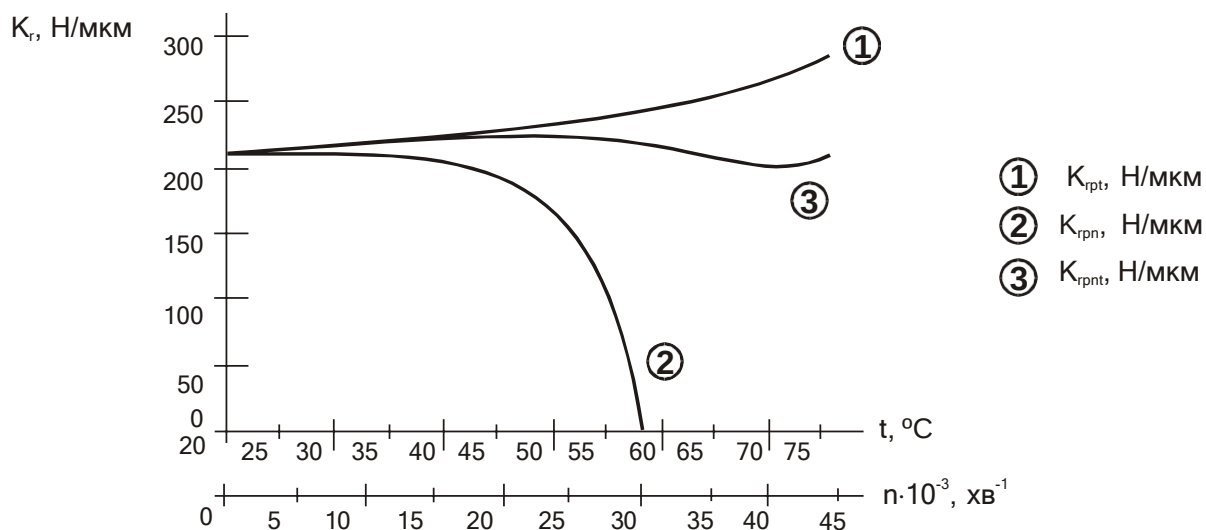


Рис. 6. Радіальна жорсткість підшипника.

З іншого боку, відносна стабільність радіальної жорсткості супроводжується неухильним спадом осової жорсткості. Так, для $n_b = 45000$ хв⁻¹ осова жорсткість $K_{zPnt} = 6,6$ Н/мкм при значенні статичної жорсткості $K_{zP} = 30,2$ Н/мкм (рис.7), тобто підшипник поступово втрачає свої якості щодо сприйняття осових навантажень. Крім того, необхідно зауважити, що розрахунок жорсткості виконано при умові досягнення усталеної температури t_n для заданої частоти обертання n_b . Отже, при режимах роботи шпиндельних вузлів, що супроводжуються значною зміною частоти обертання за короткий проміжок часу без значних змін температури (розгін або гальмування), справжні значення радіальної жорсткості K_{rpnt} підшипників опор можуть суттєво відрізнятися від значень статичної жорсткості K_{rp} , що в свою чергу може привести до різких змін динамічних характеристик шпиндельного вузла та похідних негативних явищ. Безперечно, це твердження більше стосується шпиндельних вузлів із швидкохідністю $d \cdot n$, більшою за $0,66 \cdot 10^6$ мм·хв⁻¹ (15% спад K_{rpn} і 12% зростання K_{rpt} щодо K_{rp} (рис. 6)).

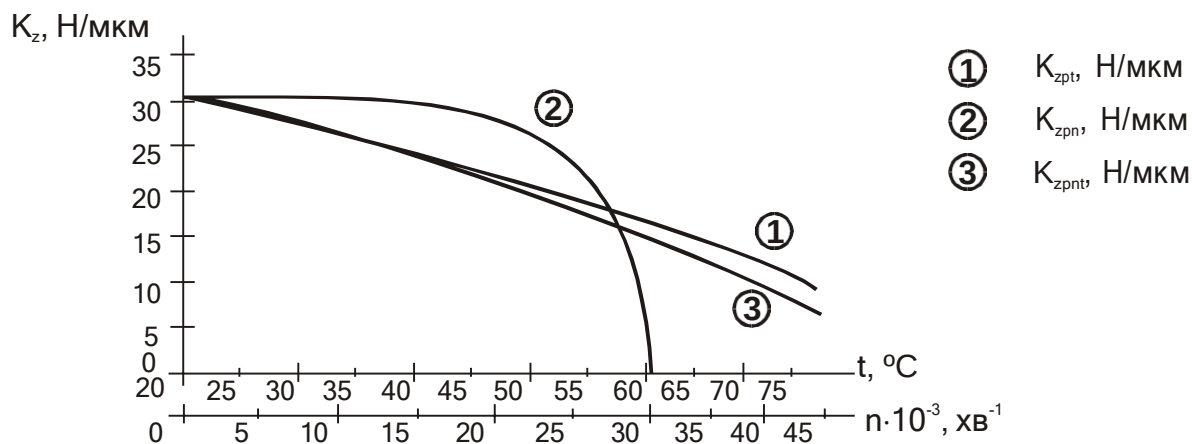


Рис. 7. Осова жорсткість підшипника.

Додатково до моделювання жорсткості підшипника з “пружним” натягом змодельовано жорсткість цього ж підшипника при застосуванні “жорсткої” системи

натягу (рис. 8). Особливістю “жорсткого” натягу є суто конструктивний характер його створення (розпирні кільця тощо) і відповідно збереження при обертанні підшипника початкового взаємного положення його кілець у осьовому напрямку ($S_t + \Delta Z_{\text{Pnt}} = S_0 + \Delta Z_p = \text{const}$). Порівняння силових характеристик підшипника для різних схем натягу вказує на те, що навіть конструктивне забезпечення натягу не забезпечує стаціонарності силових характеристик. Мало того, на високих частотах обертання ($n_b > 29000 \text{ хв}^{-1}$, $d \cdot n > 0,87 \cdot 10^6 \text{ мм} \cdot \text{хв}^{-1}$) “жорсткий” натяг забезпечує меншу радіальну жорсткість, ніж “пружний”.

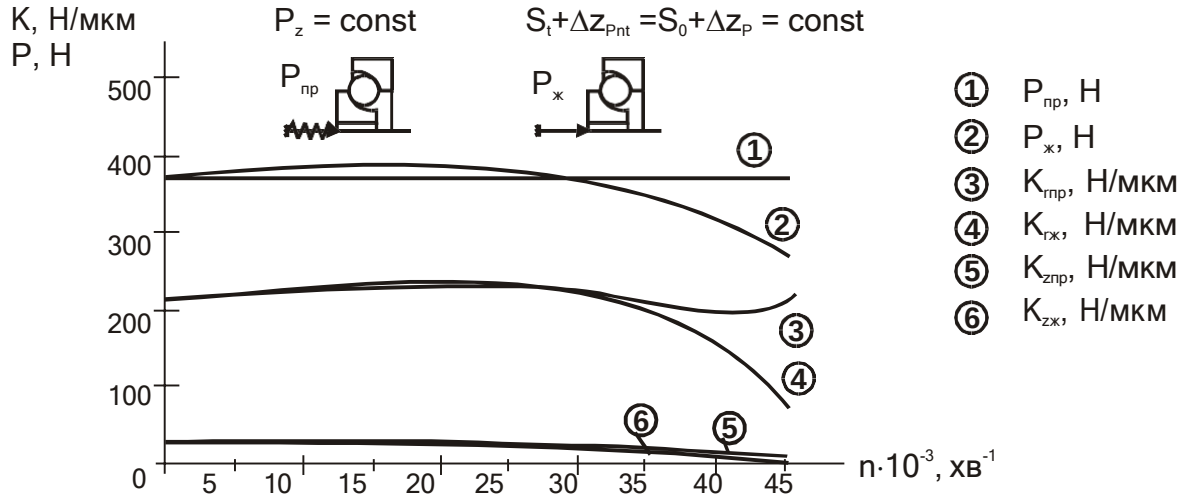


Рис. 8. Порівняння жорсткості підшипника для схем “пружного” та “жорсткого” натягу.

Похідними результатами моделювання, що можуть застосовуватися при дослідженнях товщини мастильної плівки на різних режимах роботи шпиндельного вузла, довговічності підшипника тощо, є значення нормальних навантажень N_1 і N_2 у контактній групі підшипника (рис.9). Крім того, аналіз співвідношення значень нормальних навантажень з відповідним значенням відцентрової сили $F_{\text{Ц}}$ у контактній групі дає чітке уявлення про можливість отримання ефекту “розвантаження” підшипника при його обертанні. Так, для $n_b = 30000 \text{ хв}^{-1}$ при розрахунку без урахування теплових навантажень $K_{\text{rPn}} = K_{\text{zPn}} = 0$ (рис. 6,7) і водночас $N_{2\text{Pn}} = F_{\text{Ц}} = 48 \text{ Н}$ (рис.9).

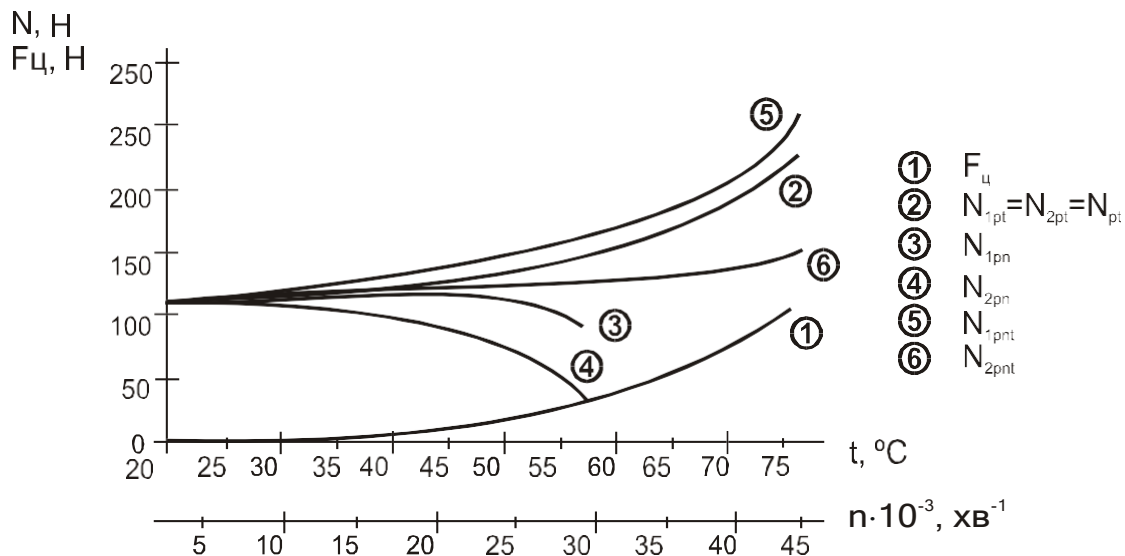


Рис. 9. Нормальні навантаження у контактних групах підшипника.

Висновки

1. При теоретичних дослідженнях шпиндельних вузлів на опорах кочення з параметрами швидкохідності $d \cdot n > 0,6 \cdot 10^6$ мм·хв⁻¹ (надшвидкохідні шпиндельні вузли [1]) дію зовнішніх та внутрішніх (теплових та інерційних) навантажень у підшипниках опор необхідно розглядати комплексно.
2. Динамічні характеристики шпиндельних вузлів із системами некерованого попереднього натягу найбільш суттєво змінюються при режимах роботи, що супроводжуються значною зміною частоти обертання за короткий проміжок часу без значних змін температурного стану підшипників опор (розгін або гальмування).

Results of the mathematical modeling of force characteristics of spindle angular contact bearing VX30.9.CE1.TL supplied by SNFA (France) are given. Analysis of self and complex temperature regime and rotational frequency influence upon the radial and axis bearing stiffness and normal loads in the contact groups for different schemes of preliminary axis load is done.

Література

1. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем: Справочник-учебник. В 3-х т. Т.2. Ч.1. Расчет и конструирование узлов и элементов станков / Под общ. ред. А.С.Проникова. – М.: Издательство МГТУ им. Н.Э.Баумана: Машиностроение, 1995. – 371 с.
2. Пуш А.В., Зверев И.А. Проектирование шпиндельных узлов на опорах качения с заданными показателями работоспособности // СТИН. - 1999. - №9. – С.9-13.
3. Данильченко Ю.М., Фигатнер А.М., Бальмонт В.Б., Бондарь С.Е. Повышение точности вращения высокоскоростных шпиндельных узлов на подшипниках качения // Станки и инструмент. – 1987. - № 7. – С. 16–18.
4. Зверев И.А., Бальмонт В.Б., Данильченко Ю.М. Математическое моделирование и экспериментальное исследование точности вращения шпиндельного узла // Известия ВУЗов. Машиностроение. – 1987. - № 11. – С.154–159.
5. Журавлев В.Ф., Бальмонт В.Б. Механика шарикоподшипников гироскопов. – М.: Машиностроение, 1985. – 272 с.
6. Соколов Ю.Н. Расчет температурных полей и температурных деформаций металлорежущих станков: Руководящие материалы. – М.: ЦБТИ, 1958. – 82 с.
7. Клепиков С.И. Вибротермотрибологическое моделирование шпиндельных узлов станков // СТИН. - 1998. - №1. – С.3-4.
8. Данильченко Ю.М., Петров С.В. Жорсткість підшипників опор кочення високоточних швидкохідних шпиндельних вузлів // Вісник Тернопільського державного технічного університету. - 2000. - Т. 5. - Ч. 3. – С. 35-45.
9. Высокоточные подшипники: Каталог фирмы SNFA // Gen. Cat. – 9-85-6000 - I.F.E.D.RS. – Tipostampa – Torino. – 62 с.
10. Перель Л.Я. Подшипники качения: Расчет, проектирование и обслуживание опор: Справочник. – М.: Машиностроение, 1983. – 543 с.
11. Rolling bearing digest // SKF Repro 19348. – Göteborg. – 62 с.
12. Справочник по триботехнике: В 3 т. Т.2: Смазочные материалы, техника смазки, опоры скольжения и качения / Под общ. ред. М. Хебды, А.В. Чинчинадзе. – М.: Машиностроение, 1990. – 416 с.

Одержано 20.10.2000 р.