

**НАПРЯМКИ НАУКОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ДЛЯ ПОКРАЩЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК
РАДІАЛЬНИХ ГАЗОВИХ ОПОР З ВНУТРІШНЬОЮ КОМПЕНСАЦІЄЮ**

*к. т. н., доц. Віштак І. В.,
к. т. н., проф. Федотов В. О.*

Україна, м. Вінниця, Вінницький національний технічний університет

Abstract. *The article analyzes the research, production and operation of radial gas bearings with internal compensation and bearings with an external throttle. Some advantages of bearings with internal compensation are indicated and methods for improving the characteristics of such bearings are defined. A radial gas bearing with longitudinal grooves has been investigated whose depth varies linearly (triangular profile) or stepwise; the effect of grooves with different profiles on the characteristics (radial rigidity, lifting force and gas flow) of the bearing. Calculation and investigation of the characteristics of radial bearings with longitudinal grooves whose depth varies linearly was carried out using the method of splines by the cyclic sweep method.*

It was found out that from the considered forms of longitudinal grooves of variable depth of the radial gas bearing, bearings with a wide range of their design parameters have bearings with a profile of grooves whose depth decreases in the direction of gas flow in working gaps. The design parameters of such grooves have been found that increase the dimensionless radial rigidity (lifting force) of the bearing by more than 50 % with grooves whose depth varies linearly and about 20 % with stepwise grooves compared to the bearing in which the design parameters of the groove of constant depth are optimal. The gas flow through the working backlashes of the bearings does not depend on the profile of the grooves with relatively small radial movements of the shaft.

Keywords: *radial gas bearing, longitudinal grooves, different depth of grooves, step grooves, triangular profile of grooves, radial rigidity, lifting force, gas flow.*

Вступ. Газові опори поділяються на два типи: з внутрішньою компенсацією (регулювання тиску в залежності від навантаження шляхом конструктивних елементів всередині робочого зазору) та опори з зовнішнім дроселем (зовнішня компенсація) у вигляді отворів, щілин, пористих вставок тощо. Опори з зовнішньою компенсацією мають значно вищу піднімальну силу, жорсткість та кращі економічні показники (витрати повітря при експлуатації) порівняно з опорами з внутрішньою компенсацією, особливо при $\lambda \leq 1$ (λ – відношення довжини опори до її діаметру). Але такі опори схильні до значної зміни своїх характеристик при експлуатації (засмічення отворів, щілин), високу чутливість до зміни вологості газу (повітря), що подається від зовнішнього джерела живлення. Опори з внутрішньою компенсацією більш технологічні в виробництві та не мають вказаних вище недоліків опор з зовнішньою компенсацією.

Першою опорою з внутрішнім дроселем була опора Адамса [1], яка майже не використовувалася в промисловості через малу піднімальну силу та значні витрати повітря. Значно поліпшити характеристики такої опори вдалось шляхом заміни східчастої форми вала нанесенням поздовжніх канавок на поверхню опори (опора Хірса) [2]. Так при $\lambda=2$ опора з поздовжніми канавками в 1,4 рази має більшу жорсткість, а отже і піднімальну силу (рис. 1), порівняно з опорою Адамса, при майже однакових витратах повітря та оптимальних конструктивних параметрах, що надають максимуму відношенню безрозмірної жорсткості до безрозмірних витрат повітря [3]. Зі збільшенням λ переваги опори з поздовжніми канавками зростають (рис. 1).

Це пояснюється тим, що у опори з поздовжніми канавками зменшується перетікання стиснутого газу по колу з зони підвищеного тиску в зону зниженого тиску, отже, для підвищення піднімальної радіальної сили опори з поздовжніми канавками необхідно знижувати коллові перетікання газу [4] шляхом зменшення відношення гідравлічного опору в осьовому напрямку до колового.

Конструктивно це досягається виконанням поздовжніх канавок змінної глибини (рис. 2, а – д) або змінної глибини та ширини [5].

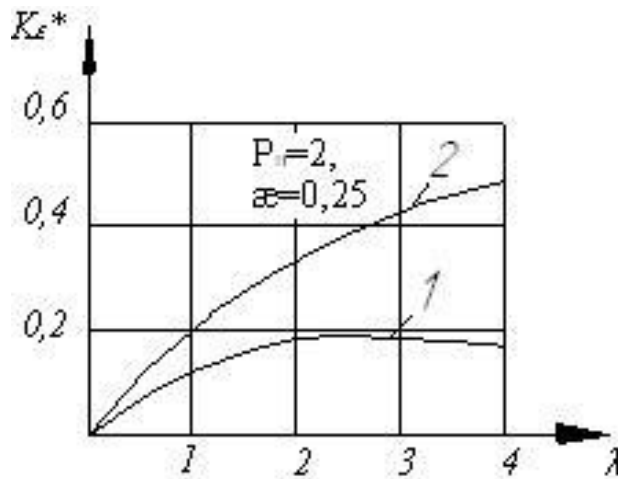


Рис. 1. Залежність безрозмірної радіальної жорсткості K_ε^* від відносної довжини опори λ : 1 – опора Адамса, 2 – опора Хірса

Газ (повітря) для роботи радіальної опори (рис. 2) під тиском P_H надходить безпосередньо в робочий зазор, протікає зони з поздовжніми канавками та зони без канавок (ізотропні) витікає в навколишнє середовище. При навантаженні на вал ортогонально до осі, вісь вала зміщується зі співвісного з корпусом положення радіально, тому для визначення статичних характеристик радіальної опори достатньо розглянути лише одну її половину, а отримані результати подвоїти. Згідно досліджень [3, 4] для радіальних опор безрозмірна піднімальна сила F^* лінійно залежить від відносного радіального ексцентриситету в межах $-0,5 \leq \varepsilon \leq 0,5$. Тому:

$$K_\varepsilon^* = \left(\frac{dF^*}{d\varepsilon} \right)_{\varepsilon=0}, \quad F^* = K_\varepsilon^* \cdot \varepsilon,$$

де K_ε^* – безрозмірна радіальна жорсткість опори.

Характеристики радіальних опор з канавками сталої глибини (рис. 2, а) достатньо досліджені в статичному режимі при їх оптимальних параметрах [3, 4]

Основні позначення: c – робочий зазор між валом і корпусом опори при їх співвісному положенні; $\varepsilon = e/c$ – відносний радіальний ексцентриситет; $\lambda = l_0/R_0$ – відносна довжина опори; $\xi = z/l_0$ – безрозмірна осьова координата; σ, σ_1 – глибина поздовжніх канавок; $v = c/(c+\sigma)$, $v_1 = c/(c+\sigma_1)$ – параметр зміни зазору, внаслідок нанесення канавок; $\beta = \sigma/(c+\sigma)$ – параметр канавки змінної глибини; $\gamma = v + \beta$, $\gamma_1 = 1 - \gamma$ – при збільшенні глибини канавок в напрямку течії газу (рис. 2, в); $\gamma = 1$ і $\gamma_1 = -(1 - v - \beta)$ – у випадку зменшення глибини канавок в напрямку течії газу; φ_1, φ_2 – центральні кути канавки та виступу відповідно; $\varepsilon = \varphi_1/(\varphi_1 + \varphi_2)$ – відносна ширина канавок; $\alpha_1 = l/l_0$ – відносна довжина східця; $\alpha = l_1/l_0$ – відносна довжина канавок; p_a – тиск навколишнього середовища; p_H – тиск газу від зовнішнього джерела стиснутого газу (на вході в робочий зазор опори); $P_H = p_H/p_a$ – безрозмірний тиск газу, що подається в робочий зазор; $p = p(\xi, \varphi)$ – тиск газу в робочих зазорах опори; $P = p/p_a$ – безрозмірний тиск; $u = P^2$ – квадрат безрозмірного тиску.

Якщо поздовжні канавки мають змінну глибину (рис. 2, б, в), то диференціальне рівняння розподілу тиску в профільованій зоні записується згідно методики [6] у вигляді:

$$\frac{\partial^2 u_1}{\partial \xi^2} - \frac{3}{\beta_1 h_q} (v \beta_2 \cos \varphi - \gamma_1 \chi_0) \frac{\partial u_1}{\partial \xi} + \frac{v^3 \lambda^2 h^3}{\beta_2 \beta_3^2 (1 - \chi)^2} \left[h \beta_3 \frac{\partial^2 u_1}{\partial \varphi^2} + \frac{3 \beta_4 \varepsilon}{h_q} \sin \varphi \frac{\partial u_1}{\partial \varphi} \right] = 0, \quad (1)$$

де $\chi = \varphi_2/(\varphi_1 + \varphi_2)$, $\chi_0 = \chi/(1 - \chi)$, $h = h_v/h_q$,

$$h_q = \gamma - v \cdot \varepsilon \cdot \cos \varphi + \gamma_1 \cdot \xi, \quad h_v = 1 - v \cdot \varepsilon \cdot \cos \varphi,$$

$$\beta_1 = \chi_0 + v^3 \cdot h^3, \quad \beta_2 = \chi_0 + v^2 \cdot h^2, \quad \beta_3 = 1 + \chi_0 \cdot v^3 \cdot h^3, \quad \beta_4 = 1 + \chi_0 \cdot v^4 \cdot h^4.$$

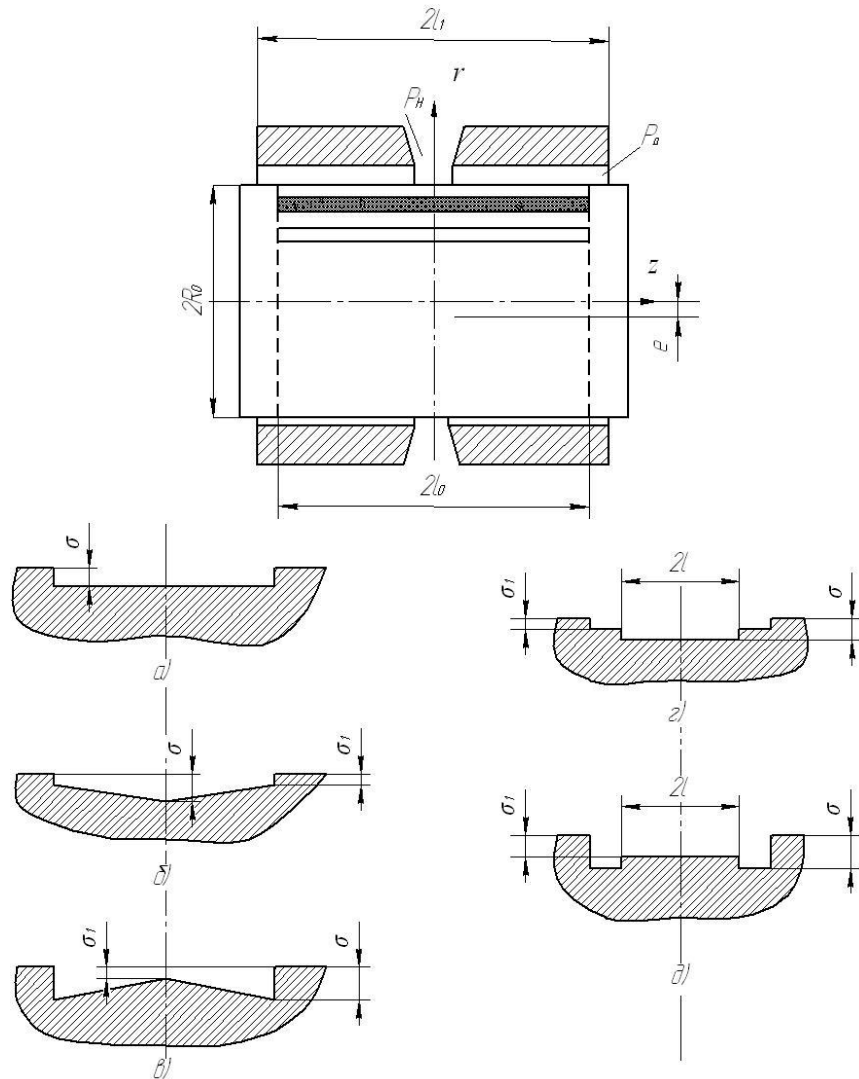


Рис. 2. Радіальна газова опора з поздовжніми канавкам різного профілю: а) постійна глибина; б) глибина зменшується в напрямку течії газу; в) глибина збільшується в напрямку течії газу; г) східчаста форма з більшою глибиною на вході в робочий зазор; д) східчаста форма з меншою глибиною на вході в робочий зазор.

При $\chi = 1$, $\nu = 1$, $\gamma = 1$, $\gamma_1 = 0$ з рівняння (1) отримуємо основне рівняння для гладеньких ділянок газового шару.

$$\frac{\partial^2 u_2}{\partial \xi^2} - \frac{3}{h_v} \cos \varphi \frac{\partial u}{\partial \xi} + \lambda^2 \left[\frac{\partial^2 u_2}{\partial \varphi^2} + \frac{3}{h_v} \varepsilon \frac{\partial u_2}{\partial \varphi} \sin \varphi \right] = 0.$$

Безрозмірні квадрати тиску u_i в робочих зазорах радіальної опори (рис. 2) знаходяться з використанням методу сплайнів [7] методом циклічної прогонки [8], і тоді знаходимо піднімальну радіальну силу F_ε та витрати газу Q :

$$F_\varepsilon = 4R_0^2 P_a F_\varepsilon^*, \quad Q = \frac{\pi \rho P_a c^3}{12\mu} Q^*,$$

де

$$F_{\varepsilon}^* = \lambda \left(\int_0^{\alpha} d\xi \int_0^{\pi} \sqrt{u_1} \cos \varphi d\varphi + \int_{\alpha}^1 d\xi \int_0^{\pi} \sqrt{u_2} \cos \varphi d\varphi \right)$$

$$Q^* = \frac{1}{\pi \lambda} \left(\int_0^{2\pi} h_v^3 \frac{\partial u_1}{\partial \xi} d\varphi + \int_0^{2\pi} h_v^3 \frac{\partial u_2}{\partial \xi} d\varphi \right)$$

Недоліком опор з канавками змінної глибини є складність розрахунків та проведення оптимізації їх конструктивних параметрів.

Зменшити колові перетікання газу в радіальній опорі (рис. 2) можна шляхом нанесення східчастих поздовжніх канавок (рис. 2, г, д).

Квадрати тиску u_1 , u_2 , u_3 трьох ділянок радіальної опорі зі східчастими канавками знаходимо за методикою [3, 9].

$$\begin{aligned} u_1 &= a_{01} + a_{02}\xi + (a_{11}e^{\theta\lambda\xi} + a_{12}e^{-\theta\lambda\xi})\cos\varphi, \\ u_2 &= b_{01} + b_{02}\xi + (b_{11}e^{\theta_1\lambda\xi} + b_{12}e^{-\theta_1\lambda\xi})\cos\varphi, \\ u_3 &= d_{01} + d_{02}\xi + (d_{11}e^{\lambda\xi} + d_{12}e^{-\lambda\xi})\cos\varphi. \end{aligned}$$

де
$$\theta^2 = \frac{v^3}{((\chi + v^3(1-\chi))(\chi v^3 - (1-\chi)))}, \theta_1^2 = \frac{v_1^3}{((\chi + v_1^3(1-\chi))(1-\chi + \chi v_1^3))}.$$

$$a_{01} = P_H^2, d_{02} = \frac{\tau(P_H^2 - 1)}{\alpha_2 v^3 - \tau(1-\alpha)}, d_{01} = 1 - d_{02}, b_{02} = \frac{v^3 d_{02}}{\tau}, b_{01} = P_H^2 + \alpha_1(v_2 - 1)b_{02},$$

$$a_{02} = v_2 b_{02}, b_{12} = \frac{\gamma_2 - \gamma_5}{\gamma_3 - \tau_7}, b_{11} = \gamma_5 - \tau_7 b_{12}, a_{12} = \alpha_4 (b_{11} e^{\theta\alpha_1\lambda} + b_{12} e^{-\theta\alpha_1\lambda}),$$

$$a_{11} = -a_{12}, d_{12} = \frac{b_{11} e^{\theta\lambda\alpha} + b_{12} e^{-\theta\lambda\alpha}}{e^{-\lambda\alpha} - e^{\lambda(\alpha-2)}}, d_{11} = d_{12} e^{-2\lambda},$$

$$v_0 = \frac{v}{v_1}, \tau = \chi + v^3(1-\chi), \tau_1 = \chi + v_1^3(1-\chi), v_2 = \frac{\tau}{v_0^3 \tau_1},$$

$$\alpha_2 = \alpha_1(1-v_2) - \alpha, \tau_2 = \chi + v^2(1-\chi), \tau_3 = \chi + v_1^2(1-\chi),$$

$$\gamma = \lambda v^3 \frac{e^{\lambda(\alpha-2)} + e^{-\lambda\alpha}}{e^{-\lambda\alpha} + e^{\lambda(\alpha-2)}}, \gamma_1 = 3\varepsilon v (\tau_2 b_{02} - v^2 d_{02}),$$

$$\gamma_2 = \frac{\gamma_1 e^{-\theta\lambda\alpha}}{\gamma + \theta\lambda\tau}, \gamma_3 = \frac{\gamma - \theta\lambda\tau}{\gamma + \theta\lambda\tau} e^{-2\theta\lambda\alpha}, \alpha_5 = -\frac{1}{1 - e^{-2\theta_1\alpha_1\lambda}}, \alpha_4 = \alpha_5 e^{-\theta_1\alpha_1\lambda},$$

$$\tau_4 = \lambda\theta_1\tau_1\alpha_4 v_0^3 (e^{\theta_1\alpha_1\lambda} + e^{-\theta_1\alpha_1\lambda}), \gamma_4 = -3\varepsilon (v_1\tau_3 v_0^3 a_{02} + v\tau_2 b_{02}),$$

$$\tau_5 = (\tau_4 + \theta\lambda\tau) e^{\theta\alpha_1\lambda}, \tau_6 = (\tau_4 - \theta\lambda\tau) e^{-\theta\alpha_1\lambda}, \tau_7 = \frac{\tau_6}{\tau_5}, \gamma_5 = \frac{\gamma_4}{\tau_5}.$$

Безрозмірна піднімальна сила F^* радіальної газової опорі зі східчастими поздовжніми канавками

$$F^* = \lambda \left(\int_0^{\alpha_1} d\xi \int_0^{\pi} \sqrt{U_1} \cos \varphi d\varphi + \int_{\alpha_1}^{\alpha_1} d\xi \int_0^{\pi} \sqrt{U_2} \cos \varphi d\varphi + \int_{\alpha}^1 d\xi \int_0^{\pi} \sqrt{U_3} \cos \varphi d\varphi \right)$$

Безрозмірні витрати газу Q^* знаходяться при $\varepsilon=0$.

$$Q^* = \frac{\tau(P_H^2 - 1)}{\lambda(\alpha_2 v^3 - \tau(1 - \alpha))}$$

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

Результати дослідження показали, що безрозмірні витрати газу Q^* через радіальну опору практично не залежать від профілю поздовжніх канавок (рис. 2, а – д). Якщо у опори глибина канавок збільшується в напрямку течії газу (рис. 2, в), то безрозмірна радіальна жорсткість її значно менша (в 1,75 рази при $\beta = 0$) порівняно з опорою із зворотнім нахилом канавок (рис. 2, б). Радіальна опора з мінімальною глибиною канавки на лінії наддування газу (рис. 2, в) має екстремуми безрозмірної радіальної жорсткості по коефіцієнту глибини канавки β та параметру плавності зазору v . За критеріями [10] у опори з канавками, що зображена на рис. 2, б, зон статичної нестійкості не виявлено при $0 \leq \beta \leq 1$ і $0,2 \leq v \leq 1$. Радіальна опора у якій глибина поздовжніх канавок збільшується в напрямку течії газу (рис. 2, в) втрачає статичну стійкість при $\beta \leq 0,25$ і $v \leq 0,35$.

В таблиці 1 показано, що при зафіксованому значенні відносної довжини канавки α для радіальної опори з поздовжніми канавками, глибина яких зменшується в напрямку течії газу, існують значення v та β при яких безрозмірна жорсткість K_e^* радіальної опори досягає максимуму ($K_e^* = 1,884$), що значно більше (на 54%), ніж у опори з канавками постійної глибини, що має оптимальні значення безрозмірних конструктивних параметрів v та β поздовжніх канавок (при максимумі функції $\Phi = K_e^*/Q^*$) [3].

Таблиця 1

$P_H=5; \lambda=2; \alpha=0,25; \alpha=0,676$				
v	β	K_e^*	Q^*	Φ
0,29	0	1,635	41,6	0,039
0,312	0,062	1,884	44,5	0,042
0,333	0,133	1,691	45,6	0,037
0,357	0,214	1,41	45,8	0,031
0,385	0,308	1,245	45,7	0,027
0,417	0,417	1,204	45,8	0,026
Канавки постійної глибини і ширини				
0,454	0,546	1,221	46	0,026

Розрахунки радіальної опори зі східчастими канавками (рис. 2, г, д) показали, що якщо глибина поздовжньої канавки на вході у робочий зазор менша (при $0,4 \leq \alpha_l \leq \alpha$), то безрозмірна радіальна жорсткість починає зростати тільки при $v \geq 0,35$, у разі якщо глибина поздовжніх канавок в напрямку течії газу по робочому зазору зменшується, то опора буде працездатною вже при $v \geq 0,17$ ($\sigma \approx 4,9 \cdot c$) (рис. 2, г), тобто опора зі східчастими канавками (рис. 2, д) має зону нестійкості до $v = 0,35$.

При збільшенні лише відносної довжини східця α_l , без зміни глибини поздовжніх канавок, безрозмірна радіальна жорсткість опори зростає для профілю канавок, у яких глибина східця зменшується в напрямку течії газу (рис. 2, д), для профілю у якого на вході в робочий зазор глибина поздовжніх канавок менша (рис. 2, г), то при $\alpha_l \leq 0,45$ газова опора непрацездатна (зона нестійкості).

З таблиці 2 видно, що радіальна газова опора зі східчастими поздовжніми канавками (рис. 2, д) має більшу безрозмірну радіальну жорсткість (на 20%) та відношення K^*/Q^* порівняно з опорою, у якій канавки сталої глибини і конструктивні параметри оптимальні (максимум K^*/Q^*).

$P_H=5; \lambda=2; \alpha=0,25; \alpha=0,669$					
α_1	v	v_1	K_c^*	Q^*	K^*/Q^*
Радіальна газова опора, рис. 2, г					
0,4	0,3	0,551	1,2	27,9	0,0430
Радіальна газова опора з канавками сталого глибини (оптимум K^*/Q^*)					
–	0,551	–	1,0	25,9	0,0386

ВИСНОВКИ

Витрати газу для роботи радіальної опори з поздовжніми канавками не залежать від профілю канавок при малих значеннях радіального ексцентриситету.

Опора з поздовжніми канавками глибина яких зменшується в напрямку течії газу має значно більшу радіальну піднімальну силу порівняно з опорами з канавками постійної глибини і з опорами з канавками з мінімальною глибиною в зоні подачі стиснутого газу.

Радіальні опори з східчастими поздовжніми канавками з більшою глибиною на вході в робочий зазор, на відміну від поздовжніх канавок з меншою глибиною на вході, працездатні в діапазоні практичного використання опор і мають більшу безрозмірну радіальну жорсткість і більш економічні порівняно з опорами з канавки сталого глибини.

В перспективі подальших досліджень планується провести оптимізацію конструктивних параметрів канавок глибина яких зменшується в напрямку течії газу та східчастих канавок з більшою глибиною в зоні подачі стиснутого газу в робочі зазори радіальних газових опор по критеріям [3].

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Adams C. R. Externally pressurized Step journal bearings / C. R. Adams, J. Dworski, E. M. Shoemaker // Trans. ASME, Ser. D. – 1961. – № 4.
2. Хирс Конструирование опорных подшипников с продольными канавками и внешним нагнетанием смазки / Хирс (G. G. Hirs) // Проблемы трения и смазки. – 1968. – № 4. – С. 324 – 331.
3. Емельянов А. В. Характеристики радиальных газостатических опор с двойным дросселированием газового потока / А. В. Емельянов, В. А. Федотов, В. А. Приятельчук // Машиноведение. – 1977. – № 2. – С. 97 – 104.
4. Федотов В. О. Газові підвіси шпindelних вузлів : монографія / В. О. Федотов, І. В. Федотова. – Вінниця : ВНТУ, 2010. – 244 с.
5. Степанчук В. І. Лінійний статичний аналіз газостатичних конічних підвісок, профільованих поздовжніми канавками / В. І. Степанчук, В. О. Федотов // Вісник ВПІ. – 1994. – № 3 (4). – С. 57 – 61.
6. Федотов В. О. Вплив нахилу поздовжніх канавок на характеристики радіальних підвісок / В. О. Федотов, В. В. Савуляк // Проблеми трибології (Problems of Tribology). – 2003. – № 1. – С. 62 – 66.
7. Емельянов А. В. Метод корректирующих сплайнов и его приложение к теории газовых подвесов / А. В. Емельянов, А. И. Шевчук // Исследование и применение опор скольжения с газовой смазкой : Всесоюзное координационное совещание, 12 – 14 мая 1983 г.: тезис докл. – Винница, 1983. – С. 47 – 48.
8. Самарский А. А. Разностные схемы / А. А. Самарский. – М.: Наука, 1977. – 656 с.
9. Віштак І. В. Вплив східчастих поздовжніх канавок на характеристики радіальних газостатичних опор / І. В. Віштак, В. О. Федотов // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – 2016. – № 5 (128). – С. 110 – 115.
10. Пинегин С. В. Статические и динамические характеристики газостатических опор / С. В. Пинегин, Ю. Б. Табачников, И. Е. Синенков. – М.: Наука, 1982. – 265с.