

УДК 621.822.57

В. О. Приятельчук, к. ф.-м. н., доц.; В. О. Федотов, к. т. н., доц.;
О. М. Красноштан, студ.

ВПЛИВ ОВАЛЬНОСТІ ВАЛА НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ГАЗОВИХ ПІДВІСОК

В найавторитетніших роботах [1, 2] з дослідження радіальних газостатичних підшипників (підвісок) вважається, що поверхні опор геометрично ідеальні. Але в процесі виробництва підвісок завжди мають місце допуски [3] на відхилення форми вала від круглості (овальність, огранка) або профіля поздовжнього перерізу (конусоподібність, бочкоподібність, сідлоподібність, зігнутість). В одному з перших наукових часописів [4], де розглядався вплив некруглості вала опори на її характеристики, приймалося допущення, що течія газу в підшипнику з двома лініями наддування є чисто осьовою. Таке припущення для опор з зовнішнім дроселем прийнятне тільки для підвісок з $\lambda \leq 0,5$ [5] (λ — відношення довжини підвіски до діаметра вала). Для опори з подачею стиснутого газу (повітря) через дросельовальні пристрої у вигляді двох щілин [6] показано, що огранка вала практично не впливає на характеристики газових підвісок (жорсткість, вантажопідйомність, точність обертання осі вала), а витрати стиснутого газу взагалі не залежать від форми поперечного перерізу вала. Оскільки в шпіндельних вузлах, головним чином, використовуються підвіски з однією лінією наддування газу [7], то необхідно виявити вплив овальності вала на характеристики таких опор різної конструкції (рис. 1, 2) та биття поверхні вала.

Макро- та мікрометрія підвісок (див. рис. 1, 2) характеризується такими параметрами [5, 6]: відносною довжиною $\lambda = l_0/R_0$; відносною шириною канавки $\chi = \varphi_1/(\varphi_1 + \varphi_2)$ (рис. 3); e -радіальним зміщенням вала із співвісного із втулкою положення; відносною глибиною канавки $v = c/(c + \sigma)$ (c — зазор між валом та втулкою якщо $e = 0$); $\psi = 2c^3 \ln(R/R_0)/(\lambda \delta_3)$ — параметром щілини наддування газу.

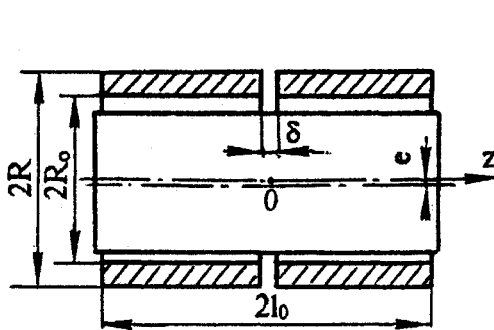


Рис. 1. Підвіска з однією щілиною наддування газу

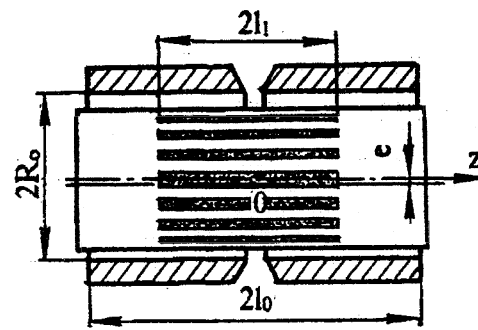


Рис. 2. Підвіска з поздовжніми канавками

Некруглість вала характеризується відносною овальністю $\eta = \sigma_0/c$ (рис. 4), а радіальне переміщення вала — відносним ексцентриситетом $\epsilon = e_i/c$ ($i = 1$, рис. 4а; $i = 2$, рис. 4б).

Для визначення характеристик підвісок (див. рис. 1, 2) необхідно знайти тиск газу в кожній точці робочого зазору.

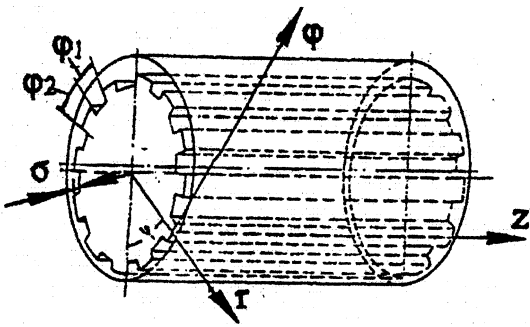


Рис. 3. Елемент профільованої ділянки підвіски з поздовжніми канавками

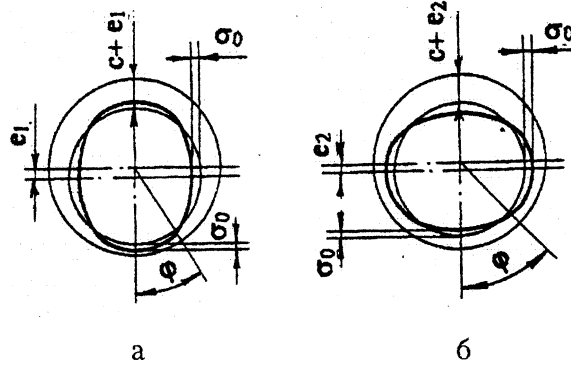


Рис. 4. Положення вала при максимальному e_1 (а) та мінімальному (б) ексцентриситетах

Диференціальне рівняння розподілу тиску в змащувальному шарі газу в профільній зоні (рис. 3) підвіски з поздовжніми канавками (див. рис. 2) запишеться [7, 8]:

$$\lambda^2 v^3 \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\frac{h_1^3 h_2^3}{\chi v^3 h_1^3 + (1-\chi) h_2^3} \frac{\partial u_2}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial \xi} \left\{ \left[\chi h_2^3 + v(1-\chi) h_1^3 \right] \frac{\partial u_1}{\partial \xi} \right\} = 0, \quad (1)$$

де $\xi = \frac{z}{l_0}$ — безрозмірна осьова координата, φ — кутова координата, $h_1 = 1 - \varepsilon \cos \varphi \pm$

$\eta \cos 2\varphi$ — безрозмірний зазор на виступі, $h_2 = 1 - v\varepsilon \cos \varphi \pm v\eta \cos 2\varphi$ — безрозмірний зазор у канавці (рис. 3) (знак «мінус» відповідає положенню вала на рис. 4а, а «плюс» — положенню вала на рис. 4б), $u_1 = P^2$ — квадрат безрозмірного тиску в будь-якій точці з координатами ξ, φ профільованої зони.

Так як функція $u_1 = (\xi, \varphi)$ парна стосовно змінної φ , то розв'язок рівняння (1) будемо шукати у вигляді [8]

$$u_1(\varphi, \xi) = \sum_{n=0}^{\infty} Z_n(\xi) \cos(n\varphi). \quad (2)$$

В діапазоні лінійності безрозмірної радіальної підйомної сили F^* від відносного ексцентриситету ε [1, 7, 8] та з малими значеннями η , знаходимо розв'язок рівняння (1) у формі (2) за методикою [8].

$$u_1 = c_{01} + c_{02}\xi + \left(c_{11}e^{\theta\lambda\xi} + c_{12}e^{-\theta\lambda\xi} \right) \cos\varphi + \left(c_{21}e^{2\theta\lambda\xi} + c_{22}e^{-2\theta\lambda\xi} \right) \cos 2\varphi, \quad (3)$$

де $\theta^2 = \frac{v^3}{\left[\chi + (1-\chi)v^3 \right] \left(1 - \chi + \chi v^3 \right)}$ — коефіцієнт ізотропності профільованої зони [8].

Гладенькі ділянки робочого зазору підвіски (див. рис. 1, 2) розглядаємо як частинний випадок профільованої з $\sigma = 0$. Тоді $v = 1, \chi = 1, \theta = 1$ і з рівняння (3) отримаємо функцію u_2 — квадрат безрозмірного тиску в гладеньких ділянках радіальних.

$$u_2 = a_{01} + a_{02}\xi + \left(a_{11}e^{\lambda\xi} + a_{12}e^{-\lambda\xi} \right) \cos\varphi + \left(a_{21}e^{2\lambda\xi} + a_{22}e^{-2\lambda\xi} \right) \cos 2\varphi. \quad (4)$$

В рівняннях (3) і (4) невідомі c_{ij} та a_{ij} залежать від макро- та мікрогеометрії підвісок та безрозмірного тиску газу.

Характеристики підвіски з поздовжніми канавками (рис. 2)

Функції $u_1(\xi, \varphi)$ та $u_2(\xi, \varphi)$ на межах ділянки опори зв'язані умовами

$$u_1(0, \varphi) = P_H^2; \quad u_1(\alpha, \varphi) = u_2(\varphi, \alpha); \quad u_2(1, \varphi) = 1. \quad (5)$$

де $\alpha = l_1/l_0$ – відносна межа профільованої та гладенької ділянок з $\xi = z/l_0 > 0$, $P_H = p_H/p_a$ – безрозмірний тиск газу (p_H – абсолютний тиск газу, p_a – тиск в середовищі, де знаходиться підвіска).

Ще три рівняння для визначення невідомих a_{ij} та c_{ij} отримаємо із умови нерозривності газового шару з $\xi = \alpha$

$$\Delta Q_{\xi 1}(\alpha, \varphi) = \Delta Q_{\xi 2}(\alpha, \varphi). \quad (6)$$

У відповідності з роботою [8], локальні витрати газу в осьовому напрямку ξ в профільованій зоні $\Delta Q_{\xi 1}(\alpha, \varphi)$ та в правій $\Delta Q_{\xi 2}(\alpha, \varphi)$ записуються таким чином:

$$\Delta Q_{\xi 1}(\xi, \varphi) = -\frac{k(c + \sigma)^3}{24\mu\lambda} \left[\chi h_1^3 + (1 - \chi) h_2^3 \right] \frac{\partial u_1}{\partial \xi} \partial \varphi, \quad \Delta Q_{\xi 2}(\xi, \varphi) = -\frac{kc^3 h_4^3}{24\mu\lambda} \frac{\partial u_2}{\partial \xi} \partial \varphi, \quad (7)$$

де k – відношення густини газу до тиску, μ – коефіцієнт динамічної в'язкості.

Умови (5), (6) дозволяють визначити невідомі коефіцієнти c_{ij} та a_{ij} у виразах (3), (4).

$$u_1 = P_H^2 - A\xi + 2B\varepsilon \operatorname{sh}(\theta\lambda\xi) \cos\varphi + 2D\eta \operatorname{sh}(2\theta\lambda\xi) \cos 2\varphi; \quad (8)$$

$$u_2 = A_0 P_H^2 - A_0(\alpha A - 1) + 2B\varepsilon \frac{\operatorname{sh}(\theta\lambda\alpha)}{\operatorname{sh}(\lambda - \lambda\alpha)} \operatorname{sh}(\lambda - \lambda\xi) \cos\varphi + \\ + 2D\eta \frac{\operatorname{sh}(2\theta\lambda\alpha)}{\operatorname{sh}(2\lambda - 2\lambda\alpha)} \operatorname{sh}(2\lambda - 2\lambda\xi) \cos 2\varphi, \quad (9)$$

$$\text{де } A_0 = \frac{1 - \xi}{1 - \alpha}, \quad A = \frac{v^3 (P_H^2 - 1)}{(x + xv^3)(1 - \alpha) + \alpha v^3}; \quad B = -\frac{1,5Ax(1 - v)}{\lambda\theta(x + xv^3) \operatorname{ch}(\theta\lambda\alpha) + \lambda v^3 \operatorname{ch}(\lambda - \lambda\alpha) \operatorname{sh}(\theta\lambda\alpha)};$$

$$D = \pm \frac{0,75A\chi(1 - v)}{\lambda\theta(x + xv^3) \operatorname{ch}(2\theta\lambda\alpha) + \lambda\eta_c^3 + h(2\lambda - 2\lambda\alpha) \operatorname{sh}(2\theta\lambda\alpha)}$$

Знайдемо безрозмірну радіальну підйомну реакцію опори

$$F_1^* = \lambda \int_0^\alpha d\xi \int_0^\pi \sqrt{u_1} \cos\varphi d\varphi + \lambda \int_\alpha^1 d\xi \int_0^\pi \sqrt{u_2} \cos\varphi d\varphi.$$

Звідки, враховуючи відношення (8) та (9), знаходимо безрозмірну жорсткість K_1^* в діапазоні лінійності $F_1^*(\varepsilon)$.

$$K_1^* = \frac{\partial F_1^*}{\partial \varepsilon} = \frac{\pi\lambda}{2} \left(\int_0^\alpha \frac{B \operatorname{sh}(\theta\lambda\xi) \partial \xi}{\sqrt{P_H^2 - A\xi}} + \int_\alpha^1 \frac{B \frac{\operatorname{sh}(\theta\lambda\alpha)}{\operatorname{sh}(\lambda - \alpha\lambda)} \cdot \operatorname{sh}(\lambda - \lambda\xi) d\xi}{\sqrt{AP_H^2 - A_0(\alpha A - 1)}} \right) - \eta E_1, \quad (9)$$

$$\text{де } E_1 = \frac{\partial K_1^*}{\partial \eta} = -\frac{\pi\lambda}{4} \left(\int_0^\alpha \frac{BD \operatorname{sh}(2\theta\lambda\xi) \operatorname{sh}(\theta\lambda\xi)}{\sqrt{(P_H^2 - A\xi)^3}} d\xi + \right. \\ \left. + \int_\alpha^1 \frac{BD \frac{\operatorname{sh}(\theta\lambda\alpha)}{\operatorname{sh}\lambda(1 - \alpha)} \operatorname{sh}\lambda(1 - \theta\xi) \frac{\operatorname{sh}(2\theta\lambda\alpha)}{\operatorname{sh}2\lambda(1 - \alpha)} \operatorname{sh}2\lambda(1 - \xi)}{\sqrt{A_0^3 (P_H^2 + 1 - 2\alpha)^3}} d\xi \right). \quad (10)$$

Характеристики підвіски з однією щілиною наддування газу (рис. 1)

Квадрат тиску u_0 та локальні витрати газу ΔQ_0 в щілині наддування знаходимо за формулами [6, 8]:

$$u_0 = P_H^2 - f(\varphi \ln(R/r)); \tag{11}$$

$$\Delta Q_0 = -\frac{kP_a^2 \delta^3}{24\mu} r \frac{\partial u_0}{\partial r} \partial u. \tag{12}$$

Розглядаючи вирази (4), (7), (11), (11) разом з граничними умовами

$$u_0(R_0, \varphi) = u_2(0, \varphi), \quad u_2(1, \varphi) = 1 - 1/2\Delta Q_0(R_0, \varphi) = \Delta Q(0, \varphi),$$

знаходимо невідомі коефіцієнти a_{ij} (4)

$$a_{02} = -\frac{P_H^2 - 1}{1 + \psi}; \quad a_{01} = 1 - a_{02}; \quad c_{11} = \frac{3\varepsilon\psi(P_H^2 - 1)}{2e^\lambda(1 + \psi)(\text{sh}\lambda + \psi\lambda\text{ch}\lambda)}; \quad c_{12} = -c_{11}e^\lambda;$$

$$c_{21} = -\frac{3\eta\psi(P_H^2 - 1)}{2e^{2\lambda}(1 + \psi)(\text{sh}2\lambda + 2\psi\lambda \text{ch}2\lambda)}, \quad c_{22} = -c_{21}e^{2\lambda}.$$

Отже, знаючи тиск u_2 (4), знаходимо безрозмірну підйомну силу F_2^* [5]

$$F_2^* = \frac{1}{\sqrt{1 + \psi_0}} \int_0^1 d\xi \int_0^1 \sqrt{A_1 + \varepsilon B_1 \cos \varphi + \eta D_1 \cos 2\varphi} \cos \varphi d\varphi$$

та безрозмірну жорсткість підвіски з однією щілиною наддування з точністю до η .

$$K_2^* = \frac{\pi\lambda}{4(1 + \psi)_0} \int_0^1 \frac{B_1 d\xi}{\sqrt{A_1}} - \eta E_1, \tag{13}$$

де $A_1 = P_2(1 - \xi) + (\psi + \xi), \quad B_1 = \frac{3\psi(P_H^2 - 1)\sin(\lambda - \lambda\xi)}{\text{sh}\lambda + \psi\lambda\text{ch}\lambda}, \quad D_1 = \pm \frac{3\psi(P_H^2 - 1)\text{sh}(2\lambda - 2\lambda\xi)}{\text{sh}(2\lambda) + 2\psi\lambda\text{ch}(2\lambda)},$

$$E_2 = \frac{\partial K_i^*}{\partial \eta} = \frac{\pi\lambda}{16\sqrt{1 + \psi_0}} \int_0^1 \frac{B_1 D_1 d\xi}{\sqrt{A_1^3}}.$$

Аналіз результатів та висновки

У відповідності до наукових часописів [5, 8], формули (9) та (13) можна записати:

$$K_1^* = K_{10}^* - \eta E_1; \tag{14}$$

$$K_2^* = K_{20}^* - \eta E_2, \tag{15}$$

де K_{10}^*, K_{20}^* безрозмірна жорсткість відповідно підвісок з поздовжніми канавками та з однією щілиною наддування у випадку ідеальної форми вала. Необхідно зауважити, що

величини $E_1 = \frac{\partial K_1^*}{\partial \eta}$ та $E_2 = \frac{\partial K_2^*}{\partial \eta}$ будуть із додатним знаком для положення а вала

(рис. 4), та із знаком «мінус» для положення б (рис. 4).

Радіальне биття Δe поверхні вала овальної форми підвісок (рис. 1, 2) визначаємо як різницю між максимальним e_1 та мінімальним e_2 радіальним зміщенням його осі:

$$\Delta e = e_1 - e_2 = c(\varepsilon_1 - \varepsilon_2) = c \Delta \varepsilon, \tag{16}$$

де Δe — відносне радіальне биття вала.

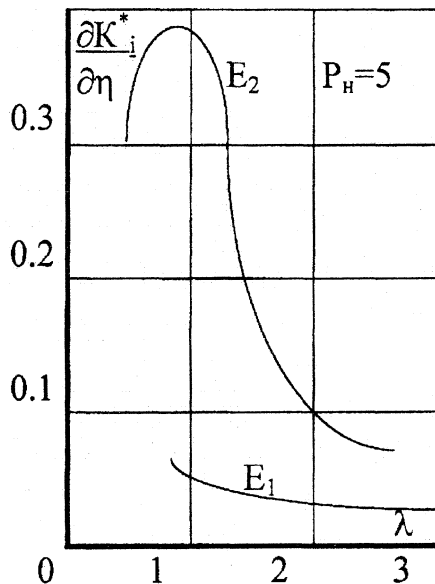


Рис. 5.

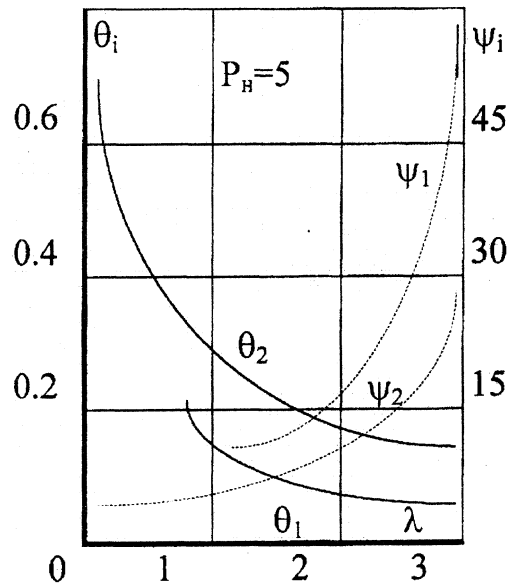


Рис. 6.

Знайдемо безрозмірну радіальну підйомну силу підвісок з ідеальним та овальним валом

$$F_i^* = \varepsilon_0 K_{i0}^* = \varepsilon_1 K_i^* = \varepsilon_2 K_i^* \quad (i = 1; 2), \quad (17)$$

де ε_0 — відносний ексцентриситет підвіски з ідеальною формою вала.

Тоді із формули (16), враховуючи (17), (14), (15), отримаємо

$$\Delta\varepsilon = \eta\varepsilon_0 \theta_i,$$

де $\theta_i = \frac{2E_i}{K_{i0}^*}$ ($i = 1; 2$) — відносний коефіцієнт биття поверхні овального вала.

Визначення характеристик підвісок (рис. 1, 2) з овальним валом проводилися з $P_H = 5$ та оптимальних безрозмірних параметрах ψ , λ та ν для ідеальної форми вала [5, 8]. У опори з щільною наддуванням газу залежність E_2 від λ (рис. 5) аналогічна $K_{20}^* = f(\lambda)$ [5]. Для опори з поздовжніми канавками (рис. 2) із збільшенням відносної довжини підвіски λ ($1 \leq \lambda \leq 3$) величина E_1 зменшується (рис. 5), а безрозмірна жорсткість K_1^* збільшується [8]. Овальність вала, якщо $\eta \leq 0,1$ (реальний допуск на некруглість вала) майже не впливає на жорсткість ($E_2 \leq 0,0683$; $\chi = 0,1$; $P_H = 5$) підвіски з поздовжніми канавками (див. рис. 2) та впливає в незначній мірі до 2,2 % ($E_{max} \geq 0,3809$ якщо $\lambda = 0,75$; $\psi = 1,534$; $K_{02}^* = 1,69$) на жорсткість газостатичної опори з однією щільною наддуванням (рис. 1).

Розрахунки показали (рис. 6), що биття осі овального вала у підвісці з однією щільною наддуванням газу приблизно в два рази більше, ніж у опорі з поздовжніми канавками ($\theta_2 > \theta_1$, рис. 6), якщо ($1 \leq \lambda \leq 3$). Так як газ (повітря) стискається, то, на відміну від рідинних опор та опор кочення, технологічні похибки виготовлення деталей підвісок не копіюються під час їх роботи. Осереднювальний ефект газового шару враховуємо коефіцієнтом осереднення ψ_i

$$\psi_i = \frac{\eta}{\Delta\varepsilon} = \frac{1}{\varepsilon_0 \theta_i}.$$

Якщо робочий відносний ексцентриситет $\varepsilon_0 = 0,5$, то коефіцієнт ψ_2 для опори, що зображена на рис. 1, змінюється від 2,8 з $\lambda = 0,25$ до 27,4, з $\lambda = 3,0$ (рис. 6). Тобто, якщо овальність вала $\sigma_0 = 3$ мкм, то з $\lambda = 0,25$ биття поверхні вала буде $\Delta\varepsilon = 1,07$ мкм, а якщо

$\lambda = 3,0 - 0,109$ мкм. У підвіски з поздовжніми канавками (рис. 2) осереднювальний ефект газового шару значно більший ($\psi_1 > \psi_2$, рис. 6) порівняно з опорою із зовнішнім дроселем. Так $\psi_1 = 1,5\psi_2$, коли $\lambda = 1$ та $\psi_1 = 2\psi_2$, коли $\lambda = 3$. Тобто, якщо овальність вала $\sigma_0 = 3$ мкм, то коли $\lambda = 3,0$, биття поверхні вала підвіски з однією щільною наддування буде $\Delta e = 0,11$ мкм, а у підвіски з поздовжніми канавками — $\Delta e = 0,055$ мкм.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Пинегин С. В., Табачник Ю. Б., Сипенков И. Е. Статические и динамические характеристики газостатических опор. — М.: Наука, 1982. — 265 с.
2. Пинегин С. В., Орлова А. В., Табачников Ю. Б. Прецизионные опоры качения и опоры с газовой смазкой: Справочник. — М.: Машиностроение, 1984. — 216 с.
3. Ануриев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х т. Т. 1.— 5-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1978. — 728 с.
4. Жель В. И., Шейнберг С. А., Минаев А. М. Расчёт и конструкция аэро-статических подшипников измерительных приборов // Сб. Проблем развития газовой смазки. — М.: Наука, 1972.
5. Федотов В. А., Шевченко А. В., Молчанов А. В. Влияние окружных потоков газа в проточных каналах цилиндрического подвеса на его характеристики // Изв. Вуз — Машиностроение, 1980. — № 4. — С. 67—71.
6. Киселёв Г. В., Федотов В. А., Багдасарьян Г. Н. Исследование влияния некруглости вала газостатических подшипников на точность вращения его оси // Подшипниковая промышленность, 1977. — № 8. — С. 18—23.
7. Федотов В. О., Степанчук В. І. Оптимізація параметрів шпindelних вузлів на газових конічних підвісках, профільованих поздовжніми канавками // Вісник ВПІ. — 1997. — № 4. — С. 70—75.
8. Емельянов А. В., Федотов В. А., Приятельчук В. А. Характеристики радиальных газостатических опор с двойным дроселированием газового потока // Машиноведение. — 1977. — № 2. — С. 97—104.

Рекомендована кафедрою опору матеріалів та прикладної механіки

Надійшла до редакції 4.02.2003
Рекомендована до опублікування 17.03.2003

Приятельчук Володимир Олексійович, Федотов Валерій Олександрович — доценти кафедри опору матеріалів та прикладної механіки; **Красноштан Олександр Михайлович** — студент Інституту машинобудування та транспорту.

Вінницький державний технічний університет

УДК 621.983.3.001.1

В. І. Савуляк, к. т. н., доц.

ІНВЕРСІЯ НЕСПРИЯТЛИВИХ СТРУКТУР ТА СТАБІЛЬНІСТЬ КОМПОЗИЦІЙНИХ МАТЕРІАЛІВ І ПОКРИТТІВ ТРИБОТЕХНІЧНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ

1. Постановка задачі

В процесі експлуатації всі матеріали, і триботехнічного призначення зокрема, сприймають та передають потоки енергії та маси. Частина цих потоків енергії та маси накопичується у матеріалах, а інша віддається у середовище. Джерелами потоків енергії виступають технологічні процеси та тертя, зовнішнє середовище та інші. Перенесення маси є також результатом впливу потоків енергії, неомогенності матеріалів та взаємодії з середовищем. Під впливом цих факторів структура та експлуатаційні властивості матеріалів змінюються (втрачають стабільність), що частіше є небажаним явищем.