

винних вимірювальних перетворювачів: матеріали міжнародної науково-технічної конференції [«Сучасні методи, інформаційне та системне управління»], (Київ, 2009) / К.: НУХТ. – С. 21–22.

3. Дифференциальный способ измерения усилий / А.И. Ришан // Автоматизация виробничих процесів. –

2003. – №1 (16). – С. 166–168.

4. Контрольно-измерительные приборы: каталог FI01 / Siemens AG. – 2007. – 573 С.

5. Контрольно-измерительные приборы и средства автоматизации: каталог продукции / «ОВЕН» (Росія). – 2005. – 185 с.

УДК 621.318.1

## РОЗРАХУНОК АЕРОСТАТИЧНИХ КОМПЕНСАТОРІВ РАДІАЛЬНОГО Й ОСЬОВОГО ЗМІЩЕННЯ ВАЛА СУПЕРПРЕЦИЗІЙНОЇ АЕРОСТАТИЧНОЇ ОПОРИ



**В.О. Тарасов**, *докт. техн. наук*,  
**Т.М. Назаренко**,  
**Л.О. Злочевська**

Проблема точності верстатів уже давно потребує вирішення. Технології ковзання й точіння – шарикових і роликів підшипників – цю задачу не вирішують. Нині в галузі машинобудування, високих технологій і конверсій точність, що забезпечується прецизійними металорізальними верстатами, становить 10 – 0,1 мкм. Теоретичні опрацювання і можливі варіанти конструкцій пристроїв інформаційного керування суперпрецизійних верстатів [1; 2; 3] відкривають нові можливості для синтезу суперпрецизійних верстатів нового покоління, які нададуть можливість забезпечити точність обробки, що становитиме 0,1 – 0,03 мкм. Асоціація ділового й науково-технічного співробітництва в галузі машинобудування, високих технологій і конверсій здійснила аналітичні дослідження критичних технологій Японії, яка планує тільки в 2020 р. виготовляти суперпрецизійні верстати такої точності. Уважають також, що в цей же час близько 15 науково-виробничих

підприємств будуть займатися підвищенням точнісних характеристик верстатів.

Запропонована авторами технологія інформаційного керування потребує системного підходу до кожного вузла верстата з пристроями його інформаційного керування. Оскільки поряд із системою керування для обчислення координат осі обертання вала аеростатичної опори [1] необхідно вміти розраховувати й конструювати компенсатори радіального й осьового зміщення вала аеростатичної шпиндельної опори і здійснювати його балансування, то розглянемо ці питання докладніше.

### **1. Розрахунок компенсаторів радіального зміщення вала суперпрецизійної аеростатичної шпиндельної опори**

Радіальне навантаження на вал аеростатичної шпиндельної опори включає в себе:

- радіальну складову сили різання  $\overline{\omega}_p$ ;
- динамічне навантаження  $\overline{\omega}_d$ , прикладене до центра маси вала, обумовлене зміщенням центра маси вала щодо осі обертання;

• максимальну зміну тиску на вал опори при повороті вала в межах кута  $\varphi=180^\circ$  навколо закріпленої осі обертання через зміну головного вектора сил тиску в газовому шарі при деформації поля тиску в цьому газовому шарі внаслідок похибок у розмірах і формі виготовлення радіальної аеростатичної опори  $\Delta\bar{\omega}_{p,\varphi,\max} = \bar{\omega}_{p,\varphi,\max}(\varphi) - \bar{\omega}_{p,\varphi,\min}$ .

Розглянемо граничний випадок, коли вектори складових навантажень знаходяться в одній площині з векторами  $\bar{\omega}_{1к.р.с.}$  і  $\bar{\omega}_{2к.р.с.}$  піднімальних сил компенсаторів радіального зміщення (у площині  $YOZ$ ), спрямовані в один бік (по півосі –  $Y$ ) і мають максимальні значення (рис. 1).

Для визначення навантаження  $\bar{\omega}_1$  на лівий компенсатор 1 радіального зміщення запишемо рівняння моментів відносно площини установки правого компенсатора 2 радіального зміщення:

$$\bar{\omega}_p(l_1 + l_2) + \bar{\omega}_d l_4 + \Delta\bar{\omega}_{p,\varphi,\max} l_6 - \bar{\omega}_1(l_5 + l_6) = 0.$$

Звідси

$$\bar{\omega}_1 = \frac{\bar{\omega}_p(l_1 + l_2) + \bar{\omega}_d l_4 + \Delta\bar{\omega}_{p,\varphi,\max} l_6}{l_5 + l_6}. \quad (1)$$

Для визначення навантаження  $\bar{\omega}_2$  на правий компенсатор 2 радіального

зміщення запишемо рівняння моментів відносно площини установки лівого компенсатора:

$$\bar{\omega}_p l_1 - \bar{\omega}_d l_3 - \bar{\omega}_{p,\varphi,\max} \pm \bar{\omega}_2(l_5 + l_6) = 0.$$

Звідси

$$\bar{\omega}_2 = \frac{\bar{\omega}_p l_1 - \bar{\omega}_d l_3 - \bar{\omega}_{p,\varphi,\max} l_5}{l_5 + l_6}. \quad (2)$$

У загальному випадку для запобігання радіальному зміщенню й перекосу осі обертання вала піднімальні сили  $\bar{\omega}_{1к.р.с.}$  і  $\bar{\omega}_{2к.р.с.}$  компенсаторів у кожний момент часу  $t$  на кутах  $\varphi$  повороту вала мають прирівнюватися до поточних значень навантажень, тобто:

$$\bar{\omega}_{1к.р.с.}(t) = \bar{\omega}_1(t, \varphi), \quad \bar{\omega}_{2к.р.с.}(t) = \bar{\omega}_2(t, \varphi), \quad (3)$$

Розглянемо рівняння Рейнольдса (O. Reynolds) розподілу тиску в радіальній аеростатичній опорі [4] в разі радіального зміщення вала без перекосу

$$\frac{\partial}{\partial \vartheta} \left[ H^3 \cdot \frac{\partial(\tilde{P}^2)}{\partial \vartheta} \right] + H^3 \frac{\partial^2(\tilde{P}^2)}{\partial \xi^2} = 0, \quad (4)$$

де  $0 \leq \vartheta = 2\pi$ ;  $\xi = Z/r$ ;  $0 \leq \xi \leq \lambda$ ;

$H = 1 - \varepsilon \cos \vartheta$ ;

$\varepsilon$  – ексцентриситет;  $\lambda = l/r$ ;  $\tilde{p} = p/p_s$ ;

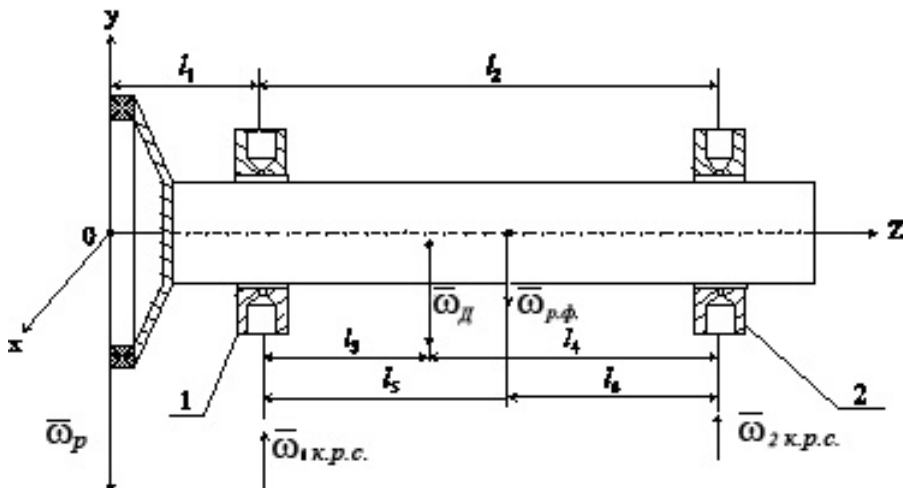


Рис. 1. Розрахунок радіального навантаження на вал аеростатичної шпindelної опори

$p$  – тиск у газовому шарі;

$p_s$  – тиск наддування.

При малих  $\varepsilon$  приросту кругового потоку й потоку витікання в осьовому напрямку – це величини одного порядку. Їхнє відношення прямує до деякого граничного значення при  $\varepsilon \rightarrow 0$ . Тому рішення  $\tilde{P}(\vartheta, \xi)$  (4) отримано у формі

$$\tilde{P}^2 = \bar{P}_2 + \varepsilon \tilde{p}, \quad (5)$$

де  $\tilde{p}_2$  – функція тиску при  $\varepsilon=0$  залежна тільки від  $\xi$ ;

$\tilde{p}$  – невідома функція  $\vartheta$  і  $\xi$ .

Цим лінеаризується рівняння (4), що дало змогу знайти аналітичний вираз функції  $\tilde{p}$ , після чого питома піднімальна сила  $K_{HS}$  визначається подвійним інтегралом по  $\vartheta$  й  $\xi$  від приросту  $\Delta\tilde{P}$ , пропорційного  $\varepsilon$ . Приріст  $\Delta\tilde{P}$  знаходиться диференціюванням (5) по  $\varepsilon$ :

$$2\bar{P} \frac{\partial P}{\partial \varepsilon} = \tilde{p}.$$

Звідки

$$\Delta\tilde{P} = \frac{\tilde{p}}{2\bar{P}} \varepsilon. \quad (6)$$

Питома піднімальна сила утворюється зі складових  $K_{n1}$  і  $K_{n2}$  для областей 1 і 2 (рис. 2):

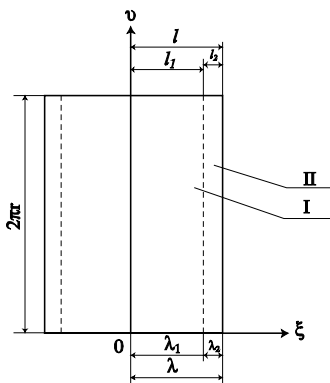


Рис. 2. Розрахункова схема аеростатичного компенсатора

$$K_{HS} = 2 \int_0^{\lambda_1} d\xi \int_0^{2\pi} (\tilde{P}_1 + \Delta\tilde{P}_1) \cos \vartheta d\vartheta + \int_{\lambda_1}^{\lambda_2} d\xi \int_0^{2\pi} (\tilde{P}_2 + \Delta\tilde{P}_2) \cos \vartheta d\vartheta. \quad (7)$$

Рішення (7) дало змогу одержати функції тиску  $\bar{P}_1(\xi)$  і  $\bar{P}_2(\xi)$  при  $\varepsilon=0$  для областей 1 і 2. В області 1:

$$\bar{P}_1(\xi) = \bar{P}_d = \text{const}, \quad (8)$$

де  $\bar{P}_d$  – тиск на лінії наддування.

В області 2:

$$\bar{P}_2 = \bar{P}_d - (\bar{P}_d - \bar{P}_a) (\xi - \lambda_1) \frac{1}{\lambda_2}. \quad (9)$$

Скориставшись (8) і (9), можна знайти піднімальну силу компенсатора радіального зміщення як рівнодійну сил тиску мастильного шару компенсатора на вал опори:

$$\bar{w} = DL \int_0^{\vartheta} \bar{P}_2 \cos \vartheta d\vartheta, \quad (10)$$

де  $D = 2r$  – діаметр компенсатора радіального зміщення довжиною  $2L$ .

Вираз (9) для компенсатора радіального зміщення з урахуванням витрат газу в обидва боки від лінії наддування набирає вигляду:

$$\bar{P}^2 = \bar{P}_d^2 - 2(\bar{P}_d^2 - \bar{P}_a^2) \xi \frac{1}{\lambda}, \quad (11)$$

де  $\lambda = L/r$ ,  $\xi = Z/r$  (рис. 3);

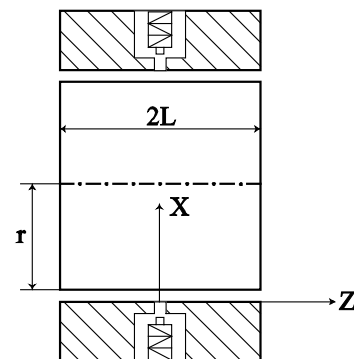


Рис. 3. До розрахунку піднімальної сили аеростатичного регулятора тиску газу

$\bar{P}_d$  – тиск на лінії наддування;

$$\bar{P}_a = p_a / p_s.$$

З урахуванням (11) вираз (10) набирає вигляду:

$$\begin{aligned} \bar{\omega}_{к.р.с.} &= 2rL \int_0^z dZ \int_{-\sigma_z/2}^{+\sigma_z/2} \sqrt{\bar{P}_d^2 - 2 \frac{(\bar{P}_d^2 - \bar{P}_a^2)Z}{r\lambda}} \times \\ &\times \cos \vartheta \, d\vartheta = 4rL \int_0^z dZ \int_0^{\vartheta_z/2} \sqrt{\bar{P}_d^2 - 2 \frac{(\bar{P}_d^2 - \bar{P}_a^2)Z}{r\lambda}} \cos \vartheta \, d\vartheta = \\ &= 2\sqrt{2}rL \int_0^z \left( \bar{P}_d^2 - 2 \frac{(\bar{P}_d^2 - \bar{P}_a^2)Z}{r\lambda} \right)^{\frac{1}{2}} dZ. \quad (12) \end{aligned}$$

Після рішення інтеграла в (12) методом заміни змінної вираз для обчислення піднімальної сили компенсатора радіального зміщення (рис. 4) набирає вигляду:

$$\bar{\omega}_{к.р.с.} = \frac{2\sqrt{2}r\lambda L}{3(\bar{P}_d^2 - \bar{P}_a^2)} \left( \bar{P}_d^2 - \frac{2(\bar{P}_d^2 - \bar{P}_a^2)Z}{r\lambda} \right) \Bigg|_0^L. \quad (13)$$

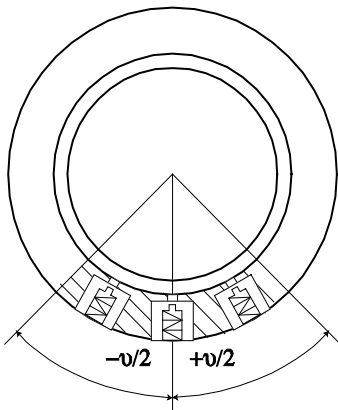


Рис. 4. До розрахунку компенсатора радіального зміщення вала радіальної аеростатичної опори

Нехай піднімальної силі  $\bar{\omega}_{к.р.с.}$  компенсатора радіального зміщення, рівній заданому максимальному навантаженню  $\bar{\omega}_{\max}$  на компенсатор, відповідає тиск  $\bar{P}_{d\max}$  на лінії наддування. Визначимо діаметри підвідних каналів жиклерів компенсаторів, порівнявши параметри режиму для стаціонарного завдання газового змащення опор, що мають одну або дві симетричні лінії наддування, уздовж яких товщина

мастильного шару не змінюється [5]:

$$12\mu m_a^* A_{d0\Sigma} / \pi h_0 \Xi_s p_s = \frac{P_d - P_a}{\theta(P_d) \xi}, \quad (14)$$

$$\text{де } m_a^* = k p_s \Xi_s \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2(k+1)}} - \text{максимальна}$$

(критична) витрата газу на одиницю площі підвідного каналу жиклера;

$A_{d0\Sigma} = \frac{n_d \pi}{4} D_{d0}^2$  – сумарна площа витікання для компенсаторів із простими діафрагмами;

$A_{d0\Sigma} = n_d \pi D_d h_0$  – сумарна площа витікання для компенсаторів з кільцевими діафрагмами;

$$\theta(\bar{P}_d) = 2 \cdot \sqrt{\bar{P}_d - \bar{P}_d^2} - \text{функція витікання}$$

Прандтля (Ludwig Prandtl);

$$P_d = (p_d / p_s)^2; \quad P_a = (p_a / p_s);$$

$$\xi = \frac{L}{r}; \quad \bar{P}_d = p_d / p_s;$$

$h_0$  – зазор у компенсаторі;

$p_s$  – тиск наддування, кгс/см<sup>2</sup>;

$k = 1,4$  для одноатомних газів і  $1,67$  – для двоатомних;

$\mu$  – динамічна в'язкість (для повітря  $\mu = 1.84 \cdot 10^{-10}$  кгс·с·см<sup>-2</sup>);

$$\Xi_s = \Xi_a \frac{p_s}{p_a} \frac{273}{T},$$

$\Xi_a$  – щільність навколишнього середовища;

( $\Xi_a = 1.23 \cdot 10^{-9}$  кгс·с<sup>2</sup>·см<sup>-4</sup> при  $t=20^\circ\text{C}$  і  $p_a=1$  кгс/см<sup>2</sup>);

$n_d$  – кількість жиклерів на лінії наддування.

Підставивши в (14) вираз для  $m_a^*$ ,  $A_{d0\Sigma}$ ,  $\theta(\bar{P}_d)$ , маємо розрахункові вирази для площ поперечних перерізів підвідних каналів простих і кільцевих діафрагм:

$$D_{d0} = \sqrt{\frac{(P_d - P_a) h_0^3 \Xi_s p_s}{3\theta(\bar{P}_d) \xi \mu m_a^* n_d}};$$

$$D_d = \sqrt{\frac{(P_d - P_a)h_0^2 \Xi_s p_s}{12\theta(\bar{P}_d)\xi\mu m_{nd}^*}}$$

## 2. Розрахунок компенсаторів осевого зміщення вала суперпрецизійної аеростатичної шпindelної опори

Компенсатор осевого зміщення вала аеростатичної шпindelної опори являє собою однобічний кільцевий підп'ятник з однорядним наддуванням і примусово регульованою піднімальною силою. Це дає змогу застосувати для розрахунку компенсаторів осевого зміщення вала співвідношення для розрахунку однобічного кільцевого підп'ятника.

Під час розрахунку компенсатора осевого зміщення використовуються такі вихідні дані:

- вид газового мастила, що характеризується показником адіабати  $k$  і коефіцієнтом динамічної в'язкості  $\mu$ ;
- характерні тиски в камері наддування  $p_s$  і навколишньому середовищі  $p_a$ ;
- основні макрогеометричні розміри: зовнішній радіус  $R_n$ , внутрішній радіус  $R_e$ , радіус лінії наддування  $R_l$ ;
- робочий зазор  $h_0$ , число живильників  $n_d$  і їхні розміри:

а) для простих діафрагм: діаметр кишені  $D_{d3}$ , діаметр дроселюючого отвору  $D_{d0}$ , глибина кишені  $\delta$  (рис. 5);

б) для кільцевих діафрагм: діаметр підвідного каналу  $D_d$ ; зовнішнє осьове навантаження  $\omega_e$ .

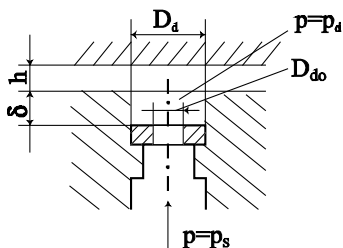


Рис. 5. Параметри жиклера подачі газу компенсатора осевого зміщення вала

При заданих основних розмірах  $R_n$ ,  $R_e$ ,  $R_l$ , тиску  $p_a$ , робочому зазорі  $h_0$  і осьовому навантаженні  $\omega_e$ , нехтуючи дискретністю наддування, можна стверджувати, що умова

статичної рівноваги вала  $\bar{\omega}_{к.о.с.} = \bar{\omega}_e$  виконується за фіксованого значення абсолютного протитиску  $p_d$  на лінії наддування, що не залежить ні від тиску наддування  $p_s$ , ні від виду газового мастила.

Значення  $p_d$  можна визначити з наближеного співвідношення для розрахунку питомої несучої здатності, застосовуваного до кільцевих підп'ятників за умови  $R_l \approx 0,5 (R_n + R_e)$

$$\bar{\omega} = \frac{1}{3} \cdot \frac{(\bar{P}_d - \bar{P}_a)(2\bar{P}_d + \bar{P}_a)}{\bar{p}_d + \bar{P}_a}$$

Прийнявши  $\bar{\omega} = \bar{\omega}_e / A p_s$ , де  $A = \pi(R_n^2 - R_e^2)$ , одержуємо:

$$p_d = 2\tau(1 + \sqrt{1 + \tau^{-1}})p_a;$$

$$\tau = \frac{1}{8} \left( 1 + \frac{3\bar{\omega}_{к.о.с.}}{A p_a} \right)$$

Для розрахунку діаметра дроселюючого отвору  $D_{d0}$  і діаметра підвідного каналу  $D_d$  кільцевої діафрагми використовуються ті ж розрахункові співвідношення, за якими розраховувалися  $D_{d0}$  і  $D_d$  компенсатора радіального зміщення, прийнявши для компенсатора осевого зміщення

$$\xi = \ln \frac{R_l}{R_e} \cdot \frac{\ln R_l}{\ln R_e}$$

Для компенсатора осевого зміщення вала з простими діафрагмами потрібно визначити розміри кишень  $D_d$  і  $\delta$  з умови:

$$\frac{n_d D_d^2 \delta}{4R_l (R_n - R_l) h_0} < V_{n \max}, \quad (15)$$

де  $V_{n \max}$  – максимальний об'єм кишені простої діафрагми, причому,

$$V_{n \max} = \frac{g_0(k) + g_1(k) + \lambda^2 g_2(k)}{45(1-k)(1+k)^3(1+2k)},$$

де  $k = \bar{p}_a / \bar{p}_d$ ;  $\bar{p}_a = p_a / p_s$ ;  $\bar{p}_d = p_d / p_s$ ;

$$g_0(k) = -4(1 + k) \cdot (8 + 24k - 27k^2 - 125k^3);$$

$$g_1(k) = 14 + 56k + 89k^2 + 108k^3 + 33k^4;$$

$$g_2(k) = 1 + 4k + 5k^2 + 4k^3 - k^4;$$

$$\lambda = \left[ \bar{m} \cdot \left| \mathcal{G}(\bar{p}_d) \right| \right] / \bar{p}_d, \quad \mathcal{G}'(\bar{p}_d) = 2\bar{p}_d \theta'(\bar{p}_d).$$

Причому  $\theta'(\bar{p}_d)$  означає диференціювання функції витікання по  $\bar{P}_d$ .

Для компенсатора осевого зміщення

$$\theta'(\bar{P}_d) = \frac{2}{\theta(\bar{P}_d)} \left( 1 - \frac{1}{2\sqrt{\bar{P}_d}} \right),$$

де  $\bar{P}_d = p_d / p_s$ .

Параметр режиму компенсатора осевого зміщення

$$\bar{m} = 12 \mu m_a^* A_{d0} / \pi h_0^3 \Xi_s p_s.$$

Отже, наведено всі співвідношення, необхідні для обчислення  $V_{n \max}$ .

Діаметр кишені визначимо з умови  $D_d > D_{d0}^2 / 4h$ . Підставивши  $D_d$  у (15), одержимо вираз для розрахунку глибини кишені

$$\delta < \frac{4V_{n \max} R_l (R_n - R_l) h_0}{n_d D_d^2}.$$

Сумарна реакція мастильних шарів двох

компенсаторів осевого зміщення, що врівноважує зовнішнє навантаження  $\omega_e$ , дорівнює:

$$\bar{\omega}_{(1,2)к.о.с.} = \bar{\omega}_{1к.о.с.} - \bar{\omega}_{2к.о.с.}$$

При центральному положенні п'ятки осевої опори

$$\bar{\omega}_{(1,2)к.о.с.} = \bar{\omega}_{1к.о.с. \max} - \bar{\omega}_{2к.о.с. \min}.$$

Теоретичні розрахунки вузлів суперпрецизійного верстата з пристроями інформаційного керування показали, що такі верстати нового покоління зможуть забезпечувати виготовлення виробів оптики й механіки приборо- і машинобудування з точністю не більше 0,03 МКМ.

#### СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Пат. 70106А Україна. Прецизионная шпиндельная опора / В.А. Тарасов., В.Н. Зиненко; опубл. 15.09.2004, Бюл. №9/2004.
2. Пат. 69126А Україна. Способ стабилизации радиального положения оси вращения вала аэростатической шпиндельной опоры / В.А. Тарасов, В.Н. Зиненко; опубл. 16.08.2004, Бюл. №8/2004.
3. Тарасов В.А. Технология устойчивости системы стабилизации радиального положения оси вращения вала суперпрецизионной аэростатической шпиндельной опоры / В.А. Тарасов, В.Н. Зиненко, Ю.И. Бурляй // Автоматизация производных процесів. – 2004. – №2(19).
4. Штейнберг С.А. Опоры скольжения с газовой смазкой. – М.: Машиностроение, 1979.
5. Пат. 15383А Україна. Совмещенная шпиндельная опора / В.Н. Зиненко, А.А. Шепелев; опубл. 30.06.1997, Бюл. №3/1997.