

Всеукраїнський

науково-технічний

журнал

ISSN 1994-4691

**ПРОМИСЛОВА
ІДРАВЛІКА І
НЕВМАТИКА**

34(4)

2011

ISSN 1994-4691



9 771994 469005

Валерій Олександрович Федотов, кандидат технічних наук;
Інна Вікторівна Федотова, асистент,
Вінницький національний технічний університет

ОПТИМІЗАЦІЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ШПИНДЕЛЬНИХ ВУЗЛІВ НА ГАЗОСТАТИЧНИХ ОПОРАХ

Исследование зависимости статических характеристик от углового и радиального перемещений для пневматического конического подвеса шпиндельного узла с канавками переменной глубины.

Research of dependence of stiticheskih descriptions from the angular and radial moving for pneumatic conical podvesa of shpindel'nogo knot with the ditches of variable-depth.

Відомі розробки шпиндельних вузлів на газостатичних опорах [1 - 6] з зовнішніми дроселями у вигляді отворів малого діаметра та щілин наддування стиснутого газу (повітря) не завжди задовольняють умовам щодо їх виготовлення, експлуатації, силових, жорсткісних характеристик та витрат стиснутого газу. Проведені дослідження дозволяють стверджувати, що шпиндельні вузли на підвісах з внутрішньою компенсацією у вигляді глухих поздовжніх канавок мають досить високі жорсткісні та силові характеристики при значному спрощенні технологічних вимог до їх виготовлення. При наявності обґрунтованої методики оптимального розрахунку це дозволяє створити конкурентоспроможні прецизійні шпиндельні вузли.

Шпиндельний вузол з одним радіальним або конічним підвісом

В розрахунковій схемі шпиндельного вузла (рис. 1 а) вал опирається на один газовий підвіс. Якщо сили, що прикладені до вала шпиндельного вузла, лежать в одній площині, то система компланарних сил приводиться до однієї рівнодійної сили F_e прикладеної на відстані l_1 від осевого підвісу.

Переміщення вала під дією сили F_e розглянемо, як суперпозицію двох рухів: поступального на величину e_0 і обертального навколо осі, що проходить через точку O_1 (рис. 1 б) перпендикулярно до площини в якій знаходяться осі вала та втулки при $e_0 \neq 0$. При співвісному положенні вала і втулки товщина газового шару дорівнює c .

Оскільки піднімальна сила F та відновний момент радіальних [7] та конічних [8] газових підвісів залежать від e_0 і e_1 лінійно, тому

$$\begin{aligned} F &= K_{\varepsilon\varepsilon}e_0 + K_{\varepsilon\vartheta}e_1; \\ M &= K_{\vartheta\vartheta}e_1 + K_{\vartheta\varepsilon}e_0, \end{aligned} \quad (1)$$

де

$$K_{\varepsilon\varepsilon} = \frac{\partial F}{\partial e_0}; \quad K_{\varepsilon\vartheta} = \frac{\partial F}{\partial e_1}; \quad K_{\vartheta\vartheta} = \frac{\partial M}{\partial e_1}; \quad K_{\vartheta\varepsilon} = \frac{\partial M}{\partial e_0}.$$

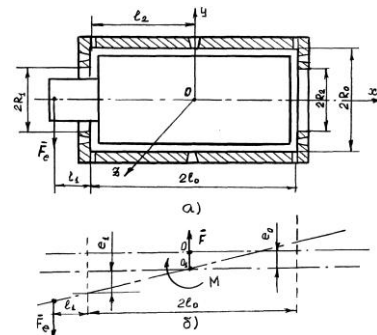


Рисунок 1 – Розрахункова схема шпиндельного вузла з одним підвісом

Формули (1) запишемо в безрозмірному вигляді

$$\begin{aligned} F^* &= K_{\varepsilon\varepsilon}^*\varepsilon + K_{\varepsilon\vartheta}^*\vartheta, \\ M^* &= K_{\vartheta\vartheta}^*\vartheta + K_{\vartheta\varepsilon}^*\varepsilon, \end{aligned} \quad (2)$$

де

$$\varepsilon = \frac{e_0}{c}, \quad \vartheta = \frac{e_1}{c}, \quad F^* = \frac{F}{4R_0^2 p_a}; \quad M^* = \frac{M}{4R_0^3 p_a}; \quad p_a -$$

тиск газу в середовищі роботи газового підвісу.

Враховуючи технологічні допуски, умови працездатності підвісу (відсутність контакту між валом та втулкою) отримаємо

$$e_0 + e_1 = 0,9c$$

або

$$\varepsilon + \vartheta = 0,9. \quad (3)$$

Тоді з рівнянь рівноваги вала, враховуючи (2), отримаємо для конічних підвісів (рис. 2):

$$\varepsilon = \frac{0,9(K_{g\vartheta}^* - K_{\varepsilon\vartheta}(\alpha_1 + \alpha_2))}{K_{g\vartheta}^* + K_{g\varepsilon} + (K_{\varepsilon\varepsilon}^* - K_{\varepsilon\vartheta}^*)(\alpha_1 + \alpha_2)}, \quad (4)$$

де $\alpha_1 = \frac{l_1}{R_0}$; $\alpha_2 = \frac{l_2}{R_0}$ (рис. 1, б).

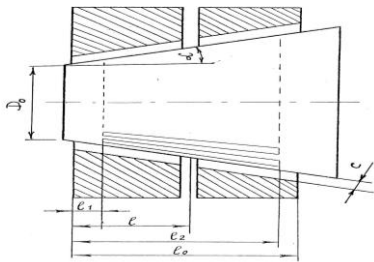


Рисунок 2 — Конічна газостатична опора з поздовжніми глухими канавками

У випадку радіальних підвісів (рис. 3, 4) симетричних відносно площини перпендикулярної осі опори вираз (4) запишеться

$$\varepsilon = \frac{0,9K_g^*}{K_g^* + K_\varepsilon^*(\alpha_1 + \alpha)},$$

де $K_\varepsilon^* = \frac{dF^*}{d\varepsilon}$; $K_g^* = \frac{dM^*}{d\vartheta}$; $\lambda = \frac{l_0}{R_0}$.

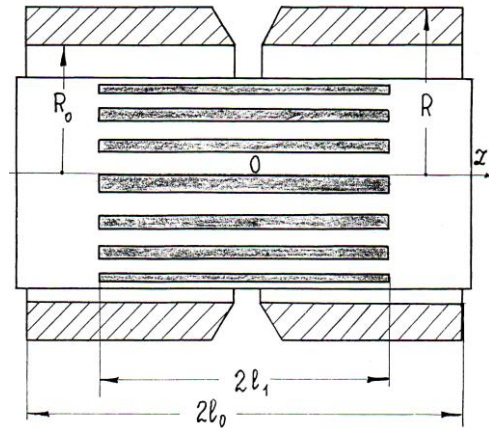


Рисунок 3 — Радіальна опора

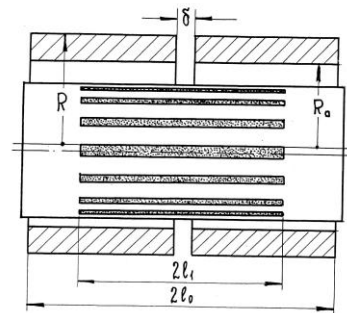


Рисунок 4 — Узагальнена газо статична з повздовжніми канавками опора

На підставі (4) визначаємо максимальну піднімальну силу F та відновний момент шпиндельного вузла (впливом осьових підвісів на F та M нехтуємо).

$$F = 4R_0^2 p_a \left((K_{\varepsilon\varepsilon}^* - K_{\varepsilon\vartheta}^*) \varepsilon + 0,9K_{\varepsilon\vartheta}^* \right). \quad (5)$$

$$M = 4R_0^2 p_a \left((K_{g\varepsilon}^* - K_{g\vartheta}^*) \varepsilon + 0,9K_{g\vartheta}^* \right). \quad (6)$$

Оптимальні конструктивні параметри газостатичних опор (рис. 2 - 4) приведені в табл. 1 - 3.

Таблиця 2 – Оптимальні параметри α і ν та відповідні їм характеристики K_ν^* , K_ε^* та Q^* (максимум K_ε^*/Q^*) для радіальної газостатичної опори з поздовжніми канавками

| ж | P_n | l | b | n | K_ε^* | Q^* | K_ν^* |
|-----|-------|------|-------|-------|-------------------|-------|-----------|
| 0,5 | 5,0 | 0,25 | 0,665 | 0,580 | 0,155 | 348 | 0,049 |
| | | 0,50 | 0,665 | 0,578 | 0,307 | 174 | 0,194 |
| | | 0,75 | 0,666 | 0,574 | 0,453 | 117 | 0,427 |
| | | 1,00 | 0,665 | 0,572 | 0,586 | 88,1 | 0,734 |
| | | 1,25 | 0,665 | 0,568 | 0,709 | 71,0 | 1,103 |
| | | 1,50 | 0,666 | 0,563 | 0,821 | 59,7 | 1,518 |

Таблиця 3 – Оптимальні параметри α , ν і ψ та відповідні значення K_v^* , K_e^* та Q^* для узагальненої радіальної опори

| ж | P_n | л | Максимум K_e^*/Q^* при $u=0$ | | Максимум K_e^* | | | |
|-----|-------|------|--------------------------------|-------|------------------|---------|-------|---------|
| | | | b | n | u | K_e^* | Q^* | K_x^* |
| 0,5 | 5,0 | 0,25 | 0,665 | 0,580 | 0,829 | 0,746 | 139 | 0,029 |
| | | 0,50 | 0,665 | 0,578 | 0,786 | 1,411 | 71,8 | 0,116 |
| | | 0,75 | 0,666 | 0,574 | 0,723 | 1,946 | 50,4 | 0,263 |
| | | 1,00 | 0,665 | 0,572 | 0,659 | 2,333 | 39,9 | 0,466 |
| | | 1,25 | 0,665 | 0,568 | 0,593 | 2,592 | 33,9 | 0,722 |
| | | 1,50 | 0,666 | 0,563 | 0,533 | 2,751 | 29,9 | 1,024 |

Витрати газу для роботи шпindelного вузла

$$Q = \frac{\pi k p_a^2}{\mu} \left(c^3 Q_p^* + \sum_{i=1}^2 h_{0i}^3 Q_{0i}^* \right),$$

де Q_p^* – безрозмірні витрати газу через радіальний підвіс; Q_{0i}^* – безрозмірні витрати газу для роботи осевих підвісів.

Шпindelний вузол з двома радіальними підвісами

Вал шпindelного вузла (рис. 5 а) підтримується двома радіальними підвісами. Необхідно знайти взаємозв'язок між конструктивними параметрами вузла ($l_0, l_1, l_2, l_3, l_0, l_e, R_0, R_2$) та його характеристиками – піднімальною силою, жорсткістю, відновним моментом при переміщеннях вала, під дією технологічних сил (рис. 5 б).

Також необхідно знайти величини газових шарів e_{11}, e_{01}, e_{12} та e_{02} в радіальних підвісах.

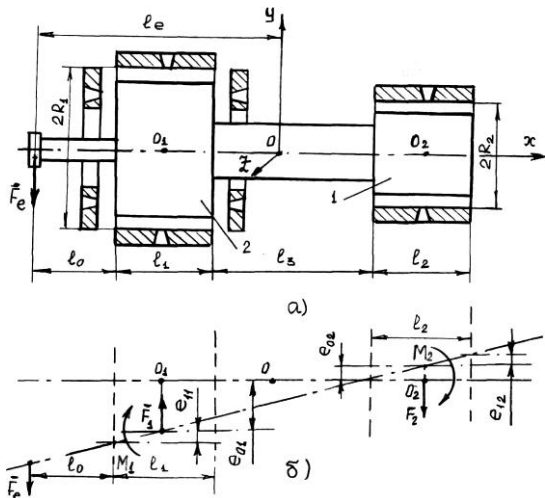


Рисунок 5 – Розрахункова схема шпindelного вузла з двома радіальними підвісами

Радіальну складову від технологічних сил, що прикладені до шпindelного вузла, позначимо через F_e . Реакції газових шарів радіальних підвісів зводимо до сил F_1, F_2 та пар сил з моментами M_1 і M_2 . Центри зведення O_1 і O_2 знаходяться посередині відповідних радіальних підвісів.

Вал шпindelного вузла знаходиться під дією системи паралельних сил. Тоді:

$$\Sigma F_y = 0; F_1 - F_2 - F_e = 0;$$

$$\Sigma M_z = 0; F_e \cdot l_e - F_1 \left(l_e - l_0 - \frac{l_1}{2} \right) -$$
 (7)

$$- F_2 \left(l_0 + l_1 + l_3 + \frac{l}{2} + l_0 \right) - M_1 - M_2 = 0.$$

Оскільки величини M_1 і M_2 набагато менші інших складових, тоді при інженерних розрахунках моментами пар сил M_1 і M_2 знехтуємо. Тепер із рівнянь 7) знаходимо:

$$F_2 = \frac{2l_0 + l_1}{l_1 + l_2 + 2l_3} F_e;$$

$$F_1 = F_2 + F_e,$$

$$\text{де } F_1 = 4R_1^2 p_a K_{\varepsilon\varepsilon 1}^* \frac{e_{01}}{c_1}; F_2 = 4R_2^2 p_a K_{\varepsilon\varepsilon 2}^* \frac{e_{02}}{c_2};$$

c_i ($i = 1, 2$) – радіальний зазор відповідно в 1 та 2 підвісах при співвісному положенні вала та втулки; $K_{\varepsilon\varepsilon i}^*$ ($i = 1, 2$) – безрозмірна жорсткість радіальних підвісів (табл.2, 3); e_{0i} ($i = 1, 2$) – радіальні переміщення середини валів (точки O_1 та O_2) під дією сили F_e .

Із рис. 5 б знаходимо e_{11} та e_{12} .

$$e_{11} = (e_{01} + e_{02}) \frac{l_1}{l_1 + l_2 + 2l_3}; e_{12} = (e_{01} + e_{02}) \frac{l_2}{l_1 + l_2 + 2l_3}.$$

При розрахунках необхідно враховувати, що $e_{01} + e_{11} \leq 0,8$; $e_{02} + e_{12} \leq 0,9$.

Оптимізація параметрів шпindelних вузлів на газових конічних підвісах, профільованих поздовжніми канавками

Шпindel на газових конічних газостатичних опорах з поздовжніми канавками (рис. 6) має симетричну структуру і складається з двох однакових опор, розділених проміжком довжиною L_1 . Для одержання максимально

можливих силових та жорсткісних характеристик необхідно раціонально підібрати як макрогеометричні параметри (кут конусності α , довжину опори L), так і мікрогеометричні параметри, які характеризують розміри канавок.

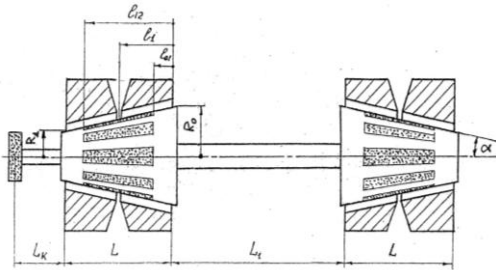


Рисунок 6 – Шпindelний вузол на газових кінцевих підвісах з поздовжніми канавками

При радіальному прикладенні технологічної сили (рис. 7) переміщення точки прикладання становить

$$e_{pad} = -e_y + \left(L_k + L + \frac{L_1}{2} \right) \vartheta.$$

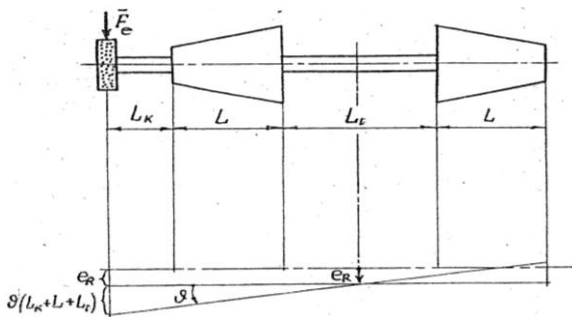


Рисунок 7 – Схема переміщень осі вала кінцевого шпindelного вузла

Із умови рівноваги шпindelя (взятих для середини шпindelя) можна знайти радіальне та кутове переміщення шпindelя в цілому

$$e_k = \frac{F_e}{2K_p}; \quad \vartheta = F_e (L_k + L + 0,5L_1) K_{\Sigma M \vartheta}$$

та переміщення точки прикладання сили F_e

$$e_{pad} = \frac{2(L_k + L + 0,5L_1) \cdot K_p + K_{\Sigma M \vartheta}}{2K_p \cdot K_{\Sigma M \vartheta}} \cdot F_e.$$

Тоді приведена жорсткість шпindelного вузла, тобто жорсткість на кінці консолі, де міститься технологічний інструмент (сила F_e).

$$K_{oc} = \pi p_a R_0^2 K_{oc}^* / c; \quad K_{oc}^* = 2K_{\zeta}^*;$$

$$K_{pad} = \pi p_a R_0^2 K_{pad}^* / c;$$

$$K_{pad}^* = \frac{2K_{\varepsilon\varepsilon}^* \cdot K_{\Sigma\vartheta}^*}{4K_{\varepsilon\varepsilon}^* (\lambda_k + 0,5\lambda_1 + \lambda)^2 + K_{\Sigma\vartheta}^*};$$

$$K_{\Sigma\vartheta}^* = K_{\varepsilon\varepsilon}^* (\lambda_1 + \lambda)^2 - (K_{\varepsilon\vartheta}^* + K_{\vartheta\varepsilon}^*) (\lambda_1 + \lambda) + K_{\vartheta\vartheta}^*,$$

де c – номінальна товщина мастильного шару,

$$\lambda = \frac{L}{2R_0}; \quad \lambda_1 = \frac{L_1}{2R_0}; \quad \lambda_k = \frac{L_k}{2R_0};$$

$K_{\varepsilon\varepsilon}^*$, $K_{\vartheta\vartheta}^*$, $K_{\varepsilon\vartheta}^*$, $K_{\vartheta\varepsilon}^*$ – безрозмірні жорсткості.

Попередній досвід оптимізації циліндричних газостатичних опор (табл.2, 3) та кінцевих одинарних опор (табл. 1) дозволяє зробити висновок про те, що піднімальну силу та жорсткість завжди можна зробити достатньо високими за рахунок підвищення витрат газу.

Застосуємо одержані результати для побудови критеріїв оптимізації кінцевих газових опор шпindelя.

Розробляючи шпindel, інженери звичайно добиваються максимально можливої жорсткості шпindelя, що в свою чергу призводить до необхідності мати газостатичні опори високої жорсткості.

Природно в такому разі підібрати параметри макрогеометрії – довжину, діаметр, кут, а також параметри мікрогеометрії: глибину, протяжність канавок, кількість їх із умов максимуму можливої жорсткості. Однак, дослідження та ретельний аналіз на максимум, проведений для циліндричних опор з канавками [7], показав, що параметри, які характеризують глибину, ширину та протяжність канавок, не мають безумовних екстремумів за максимумом жорсткості. Більше того, завжди можна підвищити жорсткість опор шпindelного вузла, збільшуючи витрати газу через нього. Тому пропонується включати витрати газу в критерій оптимізації. Такий підхід, очевидно, можна визначити як досить практичний.

В тій же роботі [7] сформульовані критерії оптимізації на знаходження максимуму відношення радіальної (або осьової) жорсткості до витрат газу. Запропонована функція виявилась унімодальною та досить зручною для пошуку максимуму градієнтним методом.

Описані критерії можна поширити і на шпинделі в цілому, сформулювавши критерій оптимізації як

$$\max(K_{рад}^*/Q_{\Sigma}^*).$$

При цьому оптимізації підлягають параметри мікрогеометрії: $\xi_{01}, \xi_1, \xi_{12}, \gamma$. Вони є безрозмірними, оскільки $\xi_{01} = l_{01}/L; \xi_1 = l_1/L; \xi_{12} = l_{12}/L; \gamma = \sigma/c$; σ – глибина канавки.

Параметри $P_n, \alpha, \lambda, \beta$, а також λ_1, λ_k вважаються вхідними, тобто такими, що задаються. Параметр β – це відношення ширини канавки до ширини пари канавка–виступ.

В табл. 4 показані значення оптимальних параметрів, знайдених за описаною методикою градієнтним методом.

Таблиця 4 – Характеристики і відповідні конструктивні параметри шпиндельних вузлів на конічних газових підвісах з поздовжніми канавками за критерієм $\max(K_{рад}^*/Q_{\Sigma}^*)$

| P_n | λ_k | λ_1 | β | l | o_{01} | o_1 | o_{12} | ε | β | F_m^* | K_{oc}^* | $K_{рад}^*$ | Q_{Σ}^* |
|-------|-------------|-------------|---------|-----|----------|-------|----------|---------------|---------|---------|------------|-------------|----------------|
| 5.0 | 0.75 | 2.0 | 8 | 1.0 | 0.22 | 0.50 | 0.77 | 1.18 | 0.25 | 1.41 | 0.050 | 0.251 | 132 |
| | | | 12 | 1.0 | 0.23 | 0.50 | 0.88 | 1.18 | 0.25 | 1.95 | 0.119 | 0.256 | 135 |
| | | | 8 | 1.5 | 0.24 | 0.50 | 0.89 | 1.26 | 0.25 | 1.95 | 0.080 | 0.384 | 95 |
| | | | 12 | 1.5 | 0.19 | 0.50 | 0.80 | 1.92 | 0.25 | 2.72 | 0.139 | 0.205 | 89 |
| | | | 8 | 2.0 | 0.23 | 0.50 | 0.92 | 1.48 | 0.25 | 2.42 | 0.101 | 0.378 | 73 |
| | | | 12 | 2.0 | 0.17 | 0.50 | 0.95 | 1.96 | 0.25 | 3.08 | 0.200 | 0.162 | 72 |

Кут конусності α дозволяє в певній мірі регулювати співвідношення між осьовою та радіальною приведеною жорсткістю шпинделя. Тоді доцільним також можна вважати включення осьової жорсткості в критерій оптимізації та вимагати

$$\max(K_{oc}^* K_{рад}^*/Q_{\Sigma}^*). \quad (8)$$

При цьому кут α буде входити в число параметрів, що підлягають оптимізації. В табл. 5 наведені значення оптимальних параметрів за критерієм (8).

Таблиця 5 – Характеристики і відповідні конструктивні параметри шпиндельних вузлів на конічних газових підвісах з поздовжніми канавками за критерієм $\max(K_{oc}^* K_{рад}^*/Q_{\Sigma}^*)$

| P_n | λ_k | λ_1 | β | l | o_{01} | o_1 | o_{12} | ε | β | F_m^* | K_{oc}^* | $K_{рад}^*$ | Q_{Σ}^* |
|-------|-------------|-------------|---------|-----|----------|-------|----------|---------------|---------|---------|------------|-------------|----------------|
| 5.0 | 0.75 | 2.0 | 22.02 | 1.0 | 0.11 | 0.60 | 0.95 | 1.92 | 0.25 | 2.92 | 0.505 | 0.154 | 161 |
| | | | 14.44 | 1.5 | 0.10 | 0.54 | 0.96 | 1.96 | 0.25 | 2.89 | 0.294 | 0.283 | 137 |
| | | | 9.40 | 2.0 | 0.10 | 0.52 | 0.96 | 1.97 | 0.25 | 2.82 | 0.198 | 0.388 | 113 |

Порівнюючи результати в обох таблицях, можна помітити, що критерій (8) дозволяє

досягти вищої жорсткості шпинделя. Разом з тим, таке підвищення жорсткості призводить до зростання витрат стиснутого повітря. На жаль, це загальна вада підвісів з безпосереднім нагнітанням повітря у мастильний шар.

Висновки

Таблиці 1- 5 оптимальних параметрів дають змогу проектувальникам обґрунтовано призначити параметри мікрогеометрії газостатичних радіальних і конічних опор шпиндельних вузлів та оцінити досяжні їх статичні характеристики. Така оцінка має результатом призначення параметрів макрогеометрії: максимального діаметра, довжини та відстані між підвісами.

Література

1. Пинегин С. В. Статические и динамические характеристики газостатических опор. / С. В. Пинегин, Ю. Б. Табачников, И. Е. Синенков. – М. : Наука, 1982. – 265с.
2. Пинегин С. В. Прецизионные опоры качения и опоры с газовой смазкой. Справочник (Основы проектирования машин) / С. В. Пинегин, А. В. Орлов, Ю. Б. Табачников. – М. : Машиностроение, 1984. – 216 с.
3. РТМ 108. 129. 101. – 76. Расчет радиальных газостатических подшипников турбомашин атомной энергетики / [Снопов А. И., Лучин Г. А., Данильченко В. Ф. и др.]. – Л. : НПО ЦКТИ, 1977. – 84 с.
4. РТМ 108. 129. 104. – 78. Расчет и проектирование упорных кольцевых газостатических подшипников турбомашин атомной энергетики / [Снопов А. И., Лучин Г. А., Данильченко В. Ф. и др.]. – Л. : НПО ЦКТИ, 1980. – 167 с.
5. Сергеев С. И. Динамика криогенных турбомашин с подшипниками скольжения / С. И. Сергеев. – М. : Машиностроение, 1973. – 304 с.
6. Шейнберг С. А. Опоры скольжения с газовой смазкой / С. А. Шейнберг, В. П. Жедь, М. Д. Шишеев. – М. : Машиностроение, 1969. – 331 с.
7. 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.
8. Шевчук А. І. Статичні характеристики конічного газового підвісу з поздовжніми канавками при довільних зміщеннях вала / А. І. Шевчук, В. О. Федотов, В. В. Савуляк // Проблеми трибології (Problems of Tribology). – 2002. – № 4. – С. 107–114.

Надійшла 15.06.2011 р.