

## ОПТИМІЗАЦІЯ ПАРАМЕТРІВ ШПИНДЕЛЬНИХ ВУЗЛІВ НА ГАЗОВИХ КОНІЧНИХ ПІДВІСКАХ, ПРОФІЛЬОВАНИХ ПОЗДОВЖНИМИ КАНАВКАМИ

**Канд. техн. наук, доц. В. О. Федотов,  
канд. фіз.-мат. наук, доц. В. І. Степанчук**

Газові підвіски є різновидом газових опор або підшипників, у яких підйомна утримувальна сила утворюється за рахунок нагнітання стиснутого газу (найчастіше це повітря) у мастильний зазор між робочими поверхнями для забезпечення безконтактного опирання за довільною відносною швидкістю переміщення вказаних робочих поверхонь. Газові підвіски та підшипники не є новим винаходом, та застосування в верстатах вони одержали лише в останні 20—30 років.

Виявились головні галузі застосування, де підшипники на газових підвісках дають найбільший ефект. Це шпиндельні вузли: шліфувальні бабки, бабки виробу, свердлильні головки.

Головні переваги застосування газових підвісок в технологічних шпинделях: відсутність зношування в процесі роботи; невелике виділення тепла; газовий мастильний шар (10...40 мкм) призводить до осереднювального ефекту при обертанні вала, так що точність обробленої поверхні може переважати точність виготовлення шпинделів; відсутність високочастотних вібрацій; можливість проведення балансування шліфувального круга разом з бабкою в зібраному стані; менше зношування шліфувального круга.

Відомі розробки шпиндельних вузлів на газових опорах не відповідають багатьом вимогам щодо силових, жорсткісних характеристик та витрат стиснутого повітря. Крім того, вони, як правило, технологічно складні. Методики оптимального розрахунку і навіть підходи до такого розрахунку не висвітлені в літературних джерелах.

Шпинделі з конічними опорами (рис. 1) мають невелику кількість поверхонь з відносно точним розташуванням. Конічні підвіски протидіють одночасно радіальним та осьовим зусиллям. Спеціальними засобами можна протидіяти одночасно осьовому та радіальному термічному розширенню [1—3].

Зображений шпиндель має симетричну структуру і складається із двох цілком однакових підвісок, розділених проміжком довжиною  $L_1$ . Для одержання максимально можливих силових та жорсткісних характеристик необхідно раціонально підібрати як макрогеометричні параметри (кут конусності  $\alpha$ , довжину опори  $L$ ), так і мікрогеометричні параметри, які характеризують розміри канавок. Однак, такі шпинделі теоретично менш вивчені, література з їх розрахунку практично відсутня.

Ця стаття присвячена розробці підходів до оптимального проектування, розробці критеріїв оптимізації, які б відображали жорсткісні характеристики шпинделя в цілому і придатних для практичного використання, та визначенню з допомогою ПЕОМ комплексу оптимальних параметрів. Такі шпиндельні вузли можуть бути як тихохідними так і швидкісними. Ефекти впливу кутової швидкості вала на підйомну силу та жорсткість шпиндельного вузла в цілому не аналізуються, оскільки нагромаджений досвід теоретичних і практичних досліджень дозволяє стверджувати, що обертання вала шпиндельного вузла, як правило, призводить тільки до підвищення підйомної сили.

Найповніше статичний та динамічний аналіз роботи конічних підвісок, серед них і профільованих поздовжніми канавками, розвинутий в роботах [4—6]. Так, в роботах [4, 6] встановлено вигляд матриці статичної жорсткості та її властивостей, вказана умова статичної стійкості одинарної конічної підвіски. Єдиним обмеженням в роботах [4—6] є діапазон зміщень, який завжди вважається малим в аналізі. Межі застосовності лінійного аналізу також в значною мірою розроблені в [6].

Результати робіт [4, 6] можна безпосередньо застосувати до визначення силових та витратних характеристик шпинделя в цілому. Сукупність двох конусів утворює симетричну опору і міркування з приводу цієї симетрії дозволяють стверджувати, що матриця жорсткості шпинделя в цілому теж є симетричною і діагональною.

Тоді, розглядаючи малі осьові, радіальні та кутові зміщення шпинделя від номінального співвісного положення та вважаючи точкою приведення середину шпинделя, можемо записати

$$F_{\Sigma Y} = -C_{\Sigma FR} e_Y; \quad M_{\Sigma X} = -C_{\Sigma M \vartheta} \vartheta_X; \quad F_{\Sigma Z} = -C_{\Sigma FZ} e_Z, \quad (1)$$

де  $F_{\Sigma X}, M_{\Sigma X}, F_{\Sigma Z}$  — реакції мастильного шару шпинделя, приведені до його центра (середини);  
 $C_{\Sigma FR}, C_{\Sigma M\vartheta}, C_{\Sigma FZ}$  — коефіцієнти жорсткості шпинделя в цілому;  
 $e_y, \vartheta_x, e_z$  — зміщення середини шпинделя.

Для осової жорсткості шпинделя, очевидно, справедливе співвідношення

$$C_{OC} = C_{\Sigma FZ} = 2 C_{\Sigma FZ} . \quad (2)$$

Розглядаючи радіальні та кутові зміщення шпинделя встановимо взаємозв'язок між координатною системою хуз шпинделя в цілому та координатними системами окремих опор-підвісок (рисунки 2а).

Для кожної підвіски шпинделя можна записати

$$\begin{aligned} F_{yi} &= -C_{FR} + C_{F\vartheta} \vartheta_{xi} ; \\ M_{xi} &= C_{MR} e_{yi} - C_{M\vartheta} \vartheta_{xi} , \quad i = 1, 2. \end{aligned} \quad (3)$$

В радіальному зміщенні (рис. 2б)  $e_{y1} = -e_R, e_{y2} = e_R, \vartheta_{x1} = \vartheta_{x2} = 0$ , тоді

$$\begin{aligned} F_{y1} &= C_{FR} e_R ; & F_{y2} &= -C_{FR} e_R ; \\ M_{x1} &= -C_{MR} e_R ; & M_{x2} &= C_{MR} e_R , \end{aligned} \quad (4)$$

і сумарна радіальна сила та відновлювальний момент становлять

$$\begin{aligned} F_{\Sigma y} &= -F_{y1} + F_{y2} = -2 C_{FR} e_R ; \\ M_{\Sigma x} &= M_{x1} + M_{x2} = 0 . \end{aligned} \quad (5)$$

При кутовому зміщенні (рис. 2в)  $e_{y1} = e_{y2} = \vartheta \left( \frac{l_1 + L}{2} \right)$ ,  $\vartheta_{x1} = \vartheta_{x2} = \vartheta$ . Тоді реакції кожної опори-підвіски становлять

$$\begin{aligned} F_{yi} &= -C_{FR} \vartheta \left( \frac{l_1 + L}{2} \right) + C_{F\vartheta} \vartheta ; \\ M_{xi} &= C_{MR} \vartheta \left( \frac{l_1 + L}{2} \right) - C_{M\vartheta} \vartheta , \quad i = 1, 2 . \end{aligned} \quad (6)$$

Сумарна радіальна сила та відновлювальний момент з урахуванням моментів радіальних сил кожної підвіски становлять

$$\begin{aligned} F_{\Sigma y} &= 0 , \\ M_{\Sigma x} &= -C_{FR} \vartheta \left( \frac{l_1 + L}{2} \right) + C_{F\vartheta} \vartheta - C_{MR} \vartheta \left( \frac{l_1 + L}{2} \right) + C_{M\vartheta} \vartheta . \end{aligned} \quad (7)$$

Співвідношення (5), (7) дозволяють визначити радіальну та кутову жорсткості шпинделя в цілому

$$\begin{aligned} C_{\Sigma FR} &= 2 C_{FR} ; \\ C_{\Sigma MS} &= C_{FR} \left( \frac{l_1 + L}{2} \right) + C_{F\vartheta} - C_{MR} \left( \frac{l_1 + L}{2} \right) + C_{M\vartheta} , \end{aligned} \quad (8)$$

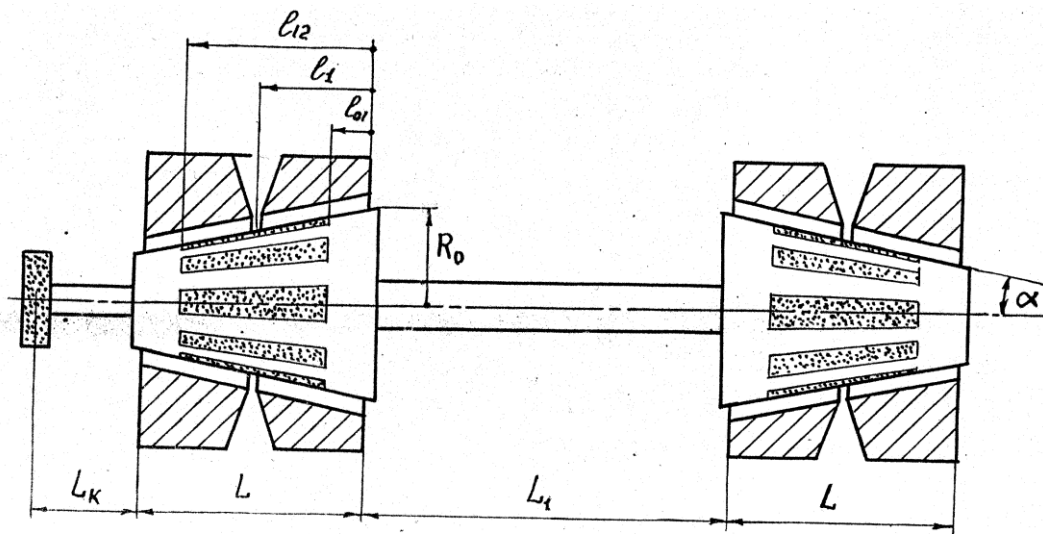


Рис. 1

що і завершує визначення коефіцієнтів жорсткості.

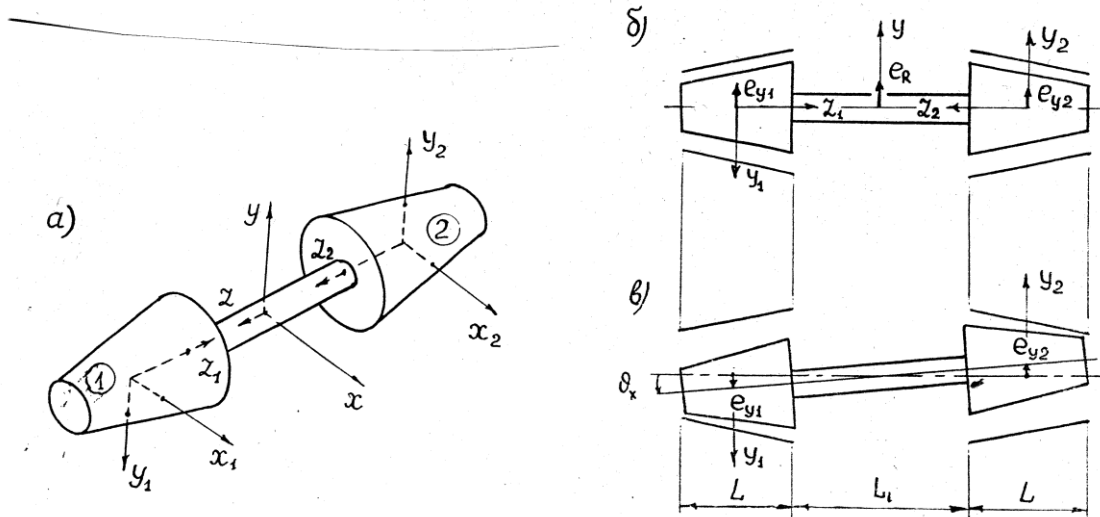


Рис. 2

Для шпинделя в цілому становить інтерес також приведена жорсткість, тобто жорсткість вимірна на кінці-консолі, де міститься технологічний інструмент.

При радіальному прикладенні технологічної сили (рис. 3) переміщення точки прикладення становить

$$e_{\text{рад}} = -e_y + \left( l_k + L + L_1 / 2 \right) \vartheta . \quad (9)$$

Із умов рівноваги шпинделя (взятих для середини шпинделя) можна знайти радіальне та кутове переміщення шпинделя в цілому

$$e_R = F / \left( C_{FR} \right) ; \quad \vartheta = F \left( l_k + L + L_1 / 2 \right) C_{\Sigma M \vartheta} \quad (10)$$

та переміщення точки прикладення

$$e_{\text{рад}} = \frac{2 \left( l_k + L + L_1 / 2 \right) C_{FR} + C_{\Sigma M \vartheta}}{2 C_{FR} C_{\Sigma M \vartheta}} F . \quad (11)$$

Тоді приведена жорсткість шпинделя становить

$$C_{oc} = \pi p_a R_0^2 C_{oc}^* / h_0, \quad C_{oc}^* = 2 C_{FZ}^*,$$

$$C_{рад} = \pi p_a R_0^2 C_{рад}^* / h_0,$$

$$C_{рад}^* = \frac{2 C_{FR}^* C_{\Sigma M9}^*}{4 C_{FR}^* (\lambda_k + \lambda + \lambda_1 / 2)^2 + C_{\Sigma M9}^*}, \quad (12)$$

$$C_{\Sigma M9}^* = C_{FR}^* (\lambda_1 + \lambda)^2 - (C_{F9}^* + C_{MR}^*) (\lambda_1 + \lambda) + C_{M9}^*.$$

Цілком очевидно також, що сумарні витрати газу через шпиндель можна подати так

$$Q_{\Sigma} = \pi p_a p_a h_0^3 Q_{\Sigma}^* / (2\mu)^2, \quad Q_{\Sigma}^* = 2 Q^*. \quad (13)$$

Зауважимо, що величини  $C_{FR}^*, C_{F9}^*, C_{MR}^*, C_{M9}^*, C_{FZ}^*, \lambda$  визначені в роботах [4, 6],  
 $\lambda_1 = L_1 / (R_0), \lambda_k = L_k / (R_0)$ .

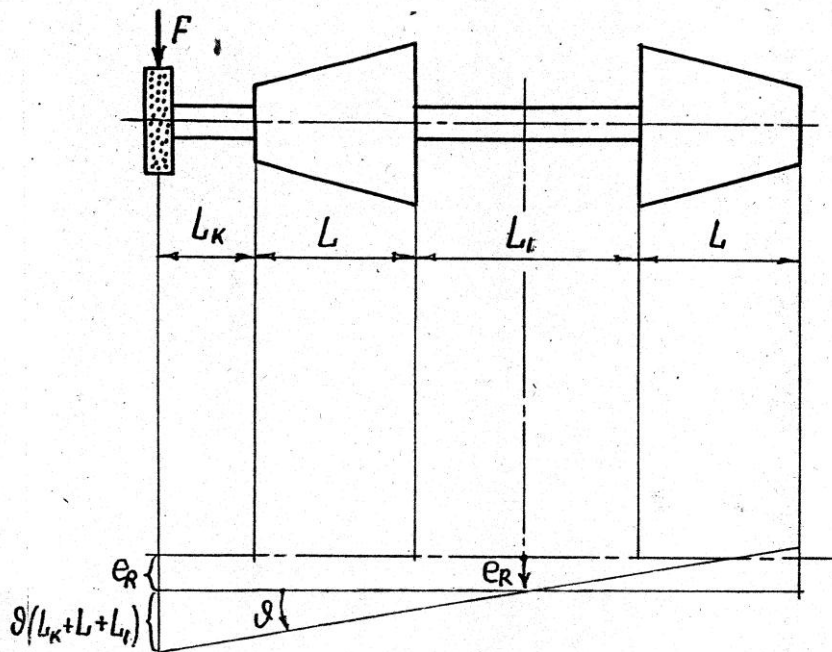


Рис. 3

Попередній досвід оптимізації плоских та циліндричних опор-підвісок [7] дозволяє зробити висновок про те, що підйомну силу та жорсткість завжди можна зробити достатньо високими за рахунок підвищення витрат газу. Критерії оптимізації для конічних одинарних підвісок описані в роботі [4].

Застосуємо одержані результати для побудови критеріїв оптимізації конічних газових опор-підвісок шпинделя.

Розробляючи шпиндель, інженери звичайно добиваються максимально можливої жорсткості шпинделя, що в свою чергу призводить до необхідності мати опори-підвіски високої жорсткості.

Природно в такому разі підбирати 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 підвісок з канавками та плоских опор з мастильним шаром ступінчастої форми, показав, що параметри, які характеризують глибину, ширину та протяжність канавок, не мають безумовних екстремумів за максимумом жорсткості [7]. Більше того, завжди можна підвищити жорсткість

опори-підвіски, збільшуючи витрати газу через неї. Тому у вказаній роботі пропонується включати витрати газу в критерій оптимізації. Такий підхід, очевидно, можна визнати досить практичним.

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

$$\max \left( C_{\text{рад}}^* / Q_{\Sigma}^* \right). \quad (14)$$

При цьому оптимізації підлягають параметри мікрогеометрії:  $\xi_{01}$ ,  $\xi_1$ ,  $\xi_{12}$ ,  $\gamma$ . Вони є безрозмірними, оскільки  $\xi_{01} = l_{01}/L$ ,  $\xi_1 = l_1/L$ ,  $\xi_{12} = l_{12}/L$ ,  $\gamma = \delta/h_0$ ,  $\delta$  — глибина канавки,  $h_0$  — номінальна товщина мастильного шару

Параметри  $R_H$ ,  $\alpha$ ,  $\lambda$  (або  $\sigma$ ),  $\kappa$ , а також  $\lambda_1$ ,  $\lambda_{\kappa}$  вважаються вхідними, тобто такими, що задаються. Параметр  $\kappa$  — це відношення ширини канавки до ширини пари канавка-виступ.

В табл. 1 показані значення оптимальних параметрів, знайдених за описаною методикою градієнтним методом. Програми оптимізації складені на алгоритмічній мові FORTRAN для персонального комп'ютера та мають модульну структуру. Діапазон вхідних параметрів охоплює переважну частину практичних застосувань. Якщо необхідно, проектувальник може вжити інтерполяцію.

Таблиця 1

$R_H$	$\lambda_{\kappa}$	$\lambda_1$	$\alpha$	$\lambda$	$\sigma$	$\xi_{01}$	$\xi_1$	$\xi_{12}$	$\gamma$	$\kappa$	$F_{z0}^*$	$C_{oc}^*$	$C_{\text{рад}}^*$	$Q_{\Sigma}^*$
5,0	0,75	2,0	8	1,0	0,281	0,22	0,50	0,77	1,18	0,25	1,41	0,050	0,251	132
			12	1,0	0,425	0,23	0,50	0,88	1,18	0,25	1,95	0,119	0,256	135
			8	1,5	0,422	0,24	0,50	0,89	1,26	0,25	1,95	0,080	0,384	95
			12	1,5	0,638	0,19	0,50	0,80	1,92	0,25	2,72	0,139	0,205	89
			8	2,0	0,562	0,23	0,50	0,92	1,48	0,25	2,42	0,101	0,378	73
			12	2,0	0,850	0,17	0,50	0,95	1,96	0,25	3,08	0,200	0,162	72

Кут конусності  $\alpha$  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

$$\max \left( C_{oc}^* C_{\text{рад}}^* / Q_{\Sigma}^* \right). \quad (15)$$

При цьому кут  $\alpha$  буде входити в число параметрів, що підлягають оптимізації.

В табл. 2 наведені значення оптимальних параметрів за критерієм (15). Значення кута подано у форматі XX.YY, де XX — градуси, а YY — мінути.

Таблиця 2

$R_H$	$\lambda_{\kappa}$	$\lambda_1$	$\alpha$	$\lambda$	$\sigma$	$\xi_{01}$	$\xi_1$	$\xi_{12}$	$\gamma$	$\kappa$	$F_{z0}^*$	$C_{oc}^*$	$C_{\text{рад}}^*$	$Q_{\Sigma}^*$
5,0	0,75	2,0	22,02	1,0	0,809	0,11	0,60	0,95	1,92	0,25	2,92	0,505	0,154	161
			14,44	1,5	0,733	0,10	0,54	0,96	1,96	0,25	2,89	0,294	0,283	137
			9,40	2,0	0,682	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 (15) дозволяє добитись вищої жорсткості шпинделя. Разом з тим, таке підвищення жорсткості призводить все-таки до зростання витрат стиснутого повітря. На жаль, це загальна вада підвісок з безпосереднім нагнітанням повітря у мастильний шар.

Складені таблиці оптимальних параметрів дають змогу проектувальникам обґрунтовано призначити параметри мікрогеометрії опор-підвісок та оцінити досяжні характеристики шпинделів на конічних опорах-підвісках. Така оцінка буде мати результатом призначення параметрів макрогеометрії: максимального діаметра, довжини та відстані між підвісками. Таким чином, одержані результати можуть бути однаково і цілком правомірно використані як для низькооберткових, так і для високошвидкісних шпинделів розробленої схеми.

Автори висловлюють подяку керівництву ВДТУ за фінансову підтримку. Робота виконувалась за рахунок держбюджетних коштів Міністерства освіти України.

## ЛІТЕРАТУРА

1. Заявка ФРН № DE 3337776, F16c 32/06, 1985.
2. Заявка Японії №56-47412, F16c 32/06, 1981.
3. US Patent № 4919547, F161 72/06, 1990.
4. Степанчук В. І., Федотов В. О. Лінійний статичний аналіз газостатичних конічних підвісок, профільованих поздовжніми канавками // Вісник ВПІ. — 1994. — № 3. — С. 57—61.
5. Степанчук В. І. Лінійний динамічний аналіз газостатичних конічних підвісок, профільованих поздовжніми канавками // Вісник ВПІ. — 1995. — № 4. — С. 45—51.
6. Шнайдер А. Г., Степанчук В. И. Статические характеристики конического газового смазочного слоя радиально-упорных мотор-подшипников и повышение их экономичности по расходу сжатого газа // Трение и износ. — Т. 13. — 1992. — № 3. С. 431—437.
7. Емельянов А. В., Федотов В. А., Приятельчук В. А. Характеристики радиальных газостатических опор с двойным дросселированием газового потока // Машиноведение. — 1977. — №2. — С. 97—104.

Кафедра будівельної механіки та будівельних конструкцій