

КОНСТРУКЦИЯ И НАГРУЗОЧНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГИДРОСТАТИЧЕСКОЙ ШПИНДЕЛЬНОЙ ОПОРЫ С УПРУГО ПОДВИЖНОЙ ОПОРНОЙ ВТУЛКОЙ И АКТИВНЫМ НАГНЕТАНИЕМ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ

С. Н. Шатохин, М. В. Брунгардт, Я. Ю. Пикалов

Сибирский федеральный университет,
г. Красноярск, Россия

С ростом требований к производительности, точности и виброустойчивости прецизионных, высокоскоростных, а также тяжелых металлорежущих станков снижается возможность эффективного использования в шпиндельных узлах подшипников качения, и их место занимают гидростатические опоры, в том числе адаптивные, которые могут иметь нагрузочную характеристику с большим диапазоном отрицательной податливости.

Известны технические решения для радиальных и радиально-осевых гидростатических шпиндельных опор с упруго подвижной опорной втулкой, установленной на эластомерной оболочке [1–7]. Однако, опубликованы только результаты исследования статических нагрузочных характеристик радиальной опоры с упруго-подвижной опорной втулкой и пассивным нагнетанием рабочей жидкости [8]. В СФУ теоретически исследованы статические нагрузочные характеристики радиальной гидростатической шпиндельной опоры с упруго подвижной опорной втулкой и активным нагнетанием рабочей жидкости. Трех-

мерная модель такой опоры показана на рисунке 1, а ее расчетная схема на рисунке 2.

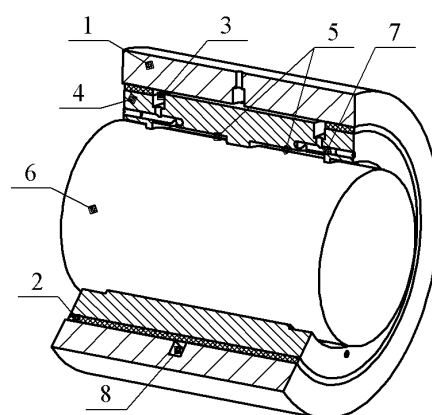


Рисунок 1 – Трехмерная модель опоры: 1 – корпус; 2 – эластомерная оболочка; 3 – управляющие камеры; 4 – упруго подвижная втулка; 5 – несущие карманы; 6 – шпиндель; 7, 8 – каналы для нагнетания рабочей жидкости.

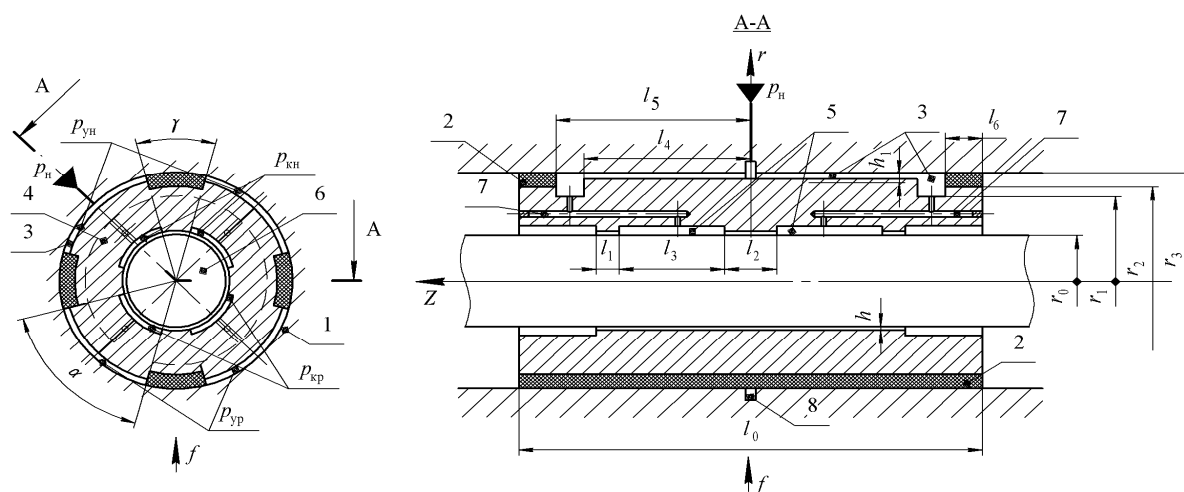


Рисунок 2 – Расчетная схема опоры

В корпусе 1 на эластомерной оболочке 2, которая имеет четыре прямоугольных выреза, образующих управляющие камеры 3, установлена упруго подвижная втулка 4. В отличие от опоры, исследованной в [8], управляющие камеры имеют дросселирующие щелевые зазоры $h_1 = h_{10} - e_b \cdot \cos \varphi$

между внутренней поверхностью корпуса и наружной поверхностью подвижной втулки, где e_b – радиальный эксцентриситет втулки относительно корпуса, φ – окружная координата, h_{10} – значение h_1 при $e_b = 0$. Втулка 4 имеет на внутренней цилиндрической поверхности два ряда несущих карманов 5, разделенных кольцевым пояском шириной l_2 , по краям каждого ряда несущих карманов выполнены дросселирующие пояски шириной l_1 . По окружности карманы разделяются осевыми поясками шириной $r_2 \gamma$. Рабочие поверхности поясков образуют со шпинделем 6 дросселирующий щелевой зазор

$h = h_0 - e \cdot \cos \varphi$, где e – радиальный эксцентриситет шпинделя относительно втулки. Управляющие камеры через каналы 7 соединены с несущими карманами, а через каналы 8 – с гидростанцией, нагнетающей в опору рабочую жидкость под постоянным давлением $p_n = \text{const}$ (на рисунке не показана).

Действующая на шпиндель радиальная нагрузка f вызывает его первичное смещение в зазоре h по направлению нагрузки ($e' > 0$) и давление $p_{кн}$ в нагружаемых несущих карманах увеличивается, а давление $p_{кр}$ в разгружаемых несущих карманах – уменьшается. Разность давлений вызывает смещение втулки в зазоре h_1 противоположно направлению нагрузки ($e_b < 0$), если действующая на наружную поверхность гидродинамическая сила больше силы, действующей на внутреннюю поверхность. При этом, в нагружаемой (разгружаемой) управляющей камере опоры зазор h_1 увеличивается (уменьшается) и происходит дополнительное увеличение (уменьшение) давления рабочей жидкости в нагружаемых (разгружаемых) несущих карманах.

Восстанавливая силовое равновесие,

шпиндель вторично смещается в зазоре h , но уже противоположно направлению нагрузки ($e'' < 0$). При оптимальном выборе параметров опоры вторичное смещение шпинделя e'' будет по модулю больше первичного ($e = e' + e'' < 0$), то есть опора будет иметь отрицательную податливость. Кроме того, при перекосе консольно нагруженного шпинделя, разность давлений в левом и правом ряду несущих карманов обеспечивает угловую самоустановку упруго подвижной втулки относительно оси шпинделя в пределах зазора h_1 , которая в передней опоре шпинделя, может быть усилена осевым смещением управляющих камер в сторону его заднего конца. Это увеличивает предельную нагрузочную способность шпиндельного узла, которую ограничивает возможность кромочного контакта шпинделя в передней опоре.

Ниже изложены методика и результаты теоретического исследования нагрузочной характеристики рассматриваемой опоры при следующих допущениях:

- оси упруго подвижной втулки и шпинделя при нагружении опоры параллельны;
- течение рабочей жидкости в дросселирующем щелевом зазоре h_1 , а также на кольцевых поясках l_1 в дросселирующем щелевом зазоре h происходит только в осевом, а на осевых поясках, разделяющих несущие карманы, – только в окружном направлении;
- влияние вращения шпинделя на нагрузочную характеристику не учитывается.

Математическую модель опоры образует система уравнений, выражающих:

- условия силового равновесия шпинделя (1) и упруго подвижной втулки (2)

$$f = 2 \cdot r_0 \cdot (l_1 + l_2 + 2 \cdot l_3) \cdot (p_{кв} - p_{кн}) \quad (1)$$

$$e_b / k = 2 \cdot (p_{кв} + p_{кн}) \cdot [r_3 \cdot l_5 - r_0 \cdot (l_1 + l_2 + 2 \cdot l_3)] \quad (2)$$

- условия неразрывности течения рабочей жидкости (3) в верхних нагружаемых и в нижних разгружаемых несущих карманах

$$q_{ун} = q_{кн} + q_{окр} \quad (3)$$

$$q_{ур} + q_{окр} = q_{кр} \quad (4)$$

В (1) – (4) использованы следующие обозначения:

$$k = \frac{e_b}{f} = \frac{2 \cdot (1 + \nu) \cdot (1 - \nu) \cdot (r_3 - r_2)}{(3 - 4 \cdot \nu) \cdot [\pi \cdot l_6 - 2 \cdot \gamma \cdot l_5] \cdot E \cdot r_2}$$

– радиальная податливость эластомерной

КОНСТРУКЦИЯ И НАГРУЗОЧНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГИДРОСТАТИЧЕСКОЙ ШПИНДЕЛЬНОЙ ОПОРЫ С УПРУГО ПОДВИЖНОЙ ОПОРНОЙ ВТУЛКОЙ И АКТИВНЫМ НАГНЕТАНИЕМ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ

оболочки с четырьмя вырезами [9], где E , ν – модуль упругости и коэффициент Пуассона;

$$q_{\text{ун}} = \frac{(p_{\text{н}} - p_{\text{кн}}) \cdot r_1}{6 \cdot \mu \cdot l_4} \cdot \int_0^{\frac{\pi}{4}} h_1^3 \cdot d\varphi$$

– осевой поток рабочей жидкости, поступающий в нагружаемые (верхние) несущие карманы из нагружаемых (верхних) управляющих камер через дросселирующий зазор h_1 , где μ – динамическая вязкость рабочей жидкости;

$$q_{\text{ур}} = \frac{(p_{\text{н}} - p_{\text{кн}}) \cdot r_1}{6 \cdot \mu \cdot l_4} \cdot \int_{\frac{3\pi}{4}}^{\pi} h_1^3 \cdot d\varphi$$

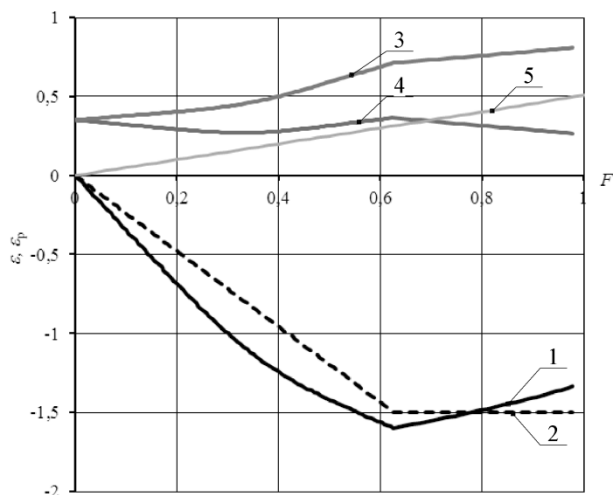
– осевой поток рабочей жидкости, поступающий в разгружаемые (нижние) несущие карманы из разгружаемых (нижних) управляющих камер через дросселирующий зазор h_1 ;

$$q_{\text{кн}} = \frac{p_{\text{кв}} \cdot r_0}{6 \cdot \mu \cdot l_1} \cdot \int_0^{\frac{\pi}{4}} h^3 \cdot d\varphi$$

– осевой поток рабочей жидкости, вытекающей из нагружаемых несущих карманов через дросселирующий зазор h на торцевых поясах;

$$q_{\text{кр}} = \frac{p_{\text{кв}} \cdot r_0}{6 \cdot \mu \cdot l_1} \cdot \int_{\frac{3\pi}{4}}^{\pi} h^3 \cdot d\varphi$$

– осевой поток рабочей жидкости, вытекающей из разгружаемых несущих карманов через дросселирующий зазор h на торцевых поясах;



Графики показывают, что при $F = 0,65$ нагрузочные характеристики имеют бифуркационную границу, которая соответствует значению

$$q_{\text{окр}} = \frac{(p_{\text{кв}} - p_{\text{кн}}) \cdot h_0^3 \cdot l_3}{12 \cdot \mu \cdot r_0}$$

– окружной поток рабочей жидкости из нагружаемых в разгружаемые несущие карманы через разделяющие их осевые пояски.

Алгоритм расчета нагрузочных характеристик опоры по данной математической модели состоял из двух этапов. На первом (активном) этапе работы опоры диапазон значений безразмерного эксцентриситета упруго подвижной втулки $\varepsilon_{\text{в}} = e_{\text{в}} / h_0 \in [0; H_{10}]$, где $H_{10} = h_{10} / h_0$, разбивали с равным шагом на определенное количество точек и для каждой точки по уравнению (2) методом бисекции определяли соответствующее ей значение безразмерного эксцентриситета шпинделя $\varepsilon = e / h_0 \in [0; \varepsilon_{\text{кр}}]$, где $\varepsilon_{\text{кр}}$ (что это такое?)

соответствует значению $\varepsilon_{\text{в}} = H_{10}$. Затем из уравнения (1) для каждой пары значений ε и $\varepsilon_{\text{в}}$ находили соответствующее значение безразмерной нагрузки $F = f / (r_0^2 \cdot \pi \cdot p_{\text{н}})$;

На втором (пассивном) этапе работы опоры уравнение (2) исключали и из уравнения (1) при $\varepsilon_{\text{в}} = H_{10}$ находили значения F диапазоне $\varepsilon = [\varepsilon_{\text{кр}}; H_0]$

Рисунок 3 – Нагрузочные характеристики исследованной опоры:

- 1 – перемещение шпинделя $\varepsilon(F)$;
- 2 – перемещение упруго подвижной втулки $\varepsilon_{\text{в}}(F)$;
- 3, 4 – изменение давления $p_{\text{кн}}$ в нагружаемых и $p_{\text{кр}}$ в разгружаемых несущих карманах;
- 5 – перемещений шпинделя $\varepsilon(F)$ в обычной гидростатической опоре пассивного типа.

$\varepsilon_{\text{кр}} = -\varepsilon_{\text{в}} - H_0 = -1,6$ $\varepsilon_{\text{кр}} = 1 - H_{10} = -1,5$. В активном нагрузочном диапазоне $F \in [0; 0,65]$ опора имеет отрицательную податливость и шпиндель смещается в об-

ласть отрицательных эксцентриситетов, то есть противоположно действию нагрузки до значений $\varepsilon_b = -1,5$. При дальнейшем увеличении нагрузки F происходит касание упруго подвижной втулки с корпусом, опора переходит в пассивный режим работы и её податливость становится положительной. Анализ полученных результатов показывает, что для получения нагрузочной характеристики с отрицательной податливостью необходимо чтобы: площадь управляющих камер была не менее чем в 1,5 раза больше площади несущих карманов; $H_{10} < 2$; $E = 0.34 \div 0.5$ МПа.

Список литературы:

1. Siebers, G. Hydrostatic plain bearing. Pat. US № 3407012. НКИ 308–122, –1968.
2. Brezeski, L. Pat. 1467911 GB, Int.Оl. F 16C32/06. Fluid-lubricated bearing / L. Brezeski, Z. Kazimierski, A. Siwek. – 1977.
3. Шатохин, С.Н. Газостатический подшипник / С.Н. Шатохин, В.И. Шахворостов, Ю.А. Пикалов // А.с. №1590727 СССР, МКИ, F 16 C 32/06. Оpubл. 07.09.1990. Бюл. № 33.
4. Шатохин, С.Н. Опора скольжения /

С.Н. Шатохин, С.А. Ярошенко, В.И. Шахворостов и С.С. Шатохин // А.с. №1599596 СССР, МКИ, F 16 C 32/06. Оpubл. 15.10.1990. Бюл. № 38.

5. Шатохин, С.С. Гидростатическая опора / С.С. Шатохин, В.П. Зайцев, С.А. Ярошенко // А.с. №1691609 СССР, МКИ, F 16 C 32/06. Оpubл. 15.11.1991. Бюл. № 42.

6. Шатохин, С.Н. Опора скольжения / С.Н. Шатохин, С.С. Шатохин // А.с. №1705628 СССР, МКИ, F 16 C 32/06. Оpubл. 15.01.1992. Бюл. № 2.

7. Шатохин, С.С. Гидростатическая опора / С.С. Шатохин // А.с. №1784772 СССР, МКИ, F 16 C 32/06. Оpubл. 30.12.1992. Бюл. № 48.

8. Коднянко, В.А. Радиальный гидростатический подшипник с эластомерным компенсатором перемещения / В.А. Коднянко // Проблемы машиностроения и надежности машин. 1993, №1. – С. 19-27.

9. Шатохина, Л. П. Расчёт эластичных компенсаторов шпиндельных подшипников скольжения активного типа / В кн. «Опоры скольжения с внешним источником давления смазки» под. ред. С.Н. Шатохина // Красноярск: КрПИ, 1989. – С. 78-89.