

КОНСТРУКЦИЯ И НАГРУЗОЧНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ АДАПТИВНОЙ ГИДРОСТАТИЧЕСКОЙ ШПИНДЕЛЬНОЙ ОПОРЫ С АКТИВНО ПОДВИЖНОЙ ВТУЛКОЙ

Брунгардт М.В.

Научные руководители:

канд. техн. наук Пикалов Я.Ю., докт. техн. наук Шатохин С.Н.

Сибирский федеральный университет

Известно, что с ростом требований к производительности и точности обработки на металлорежущих станках снижается возможность эффективного использования в шпиндельных опорах подшипников качения, а также повышенные усилия резания при обработке высокопрочных сплавов.

В Сибирском федеральном университете (СФУ) разработаны, исследованы и защищены патентами конструкции радиальных и радиально-осевых шпиндельных опор с регуляторами втулке.

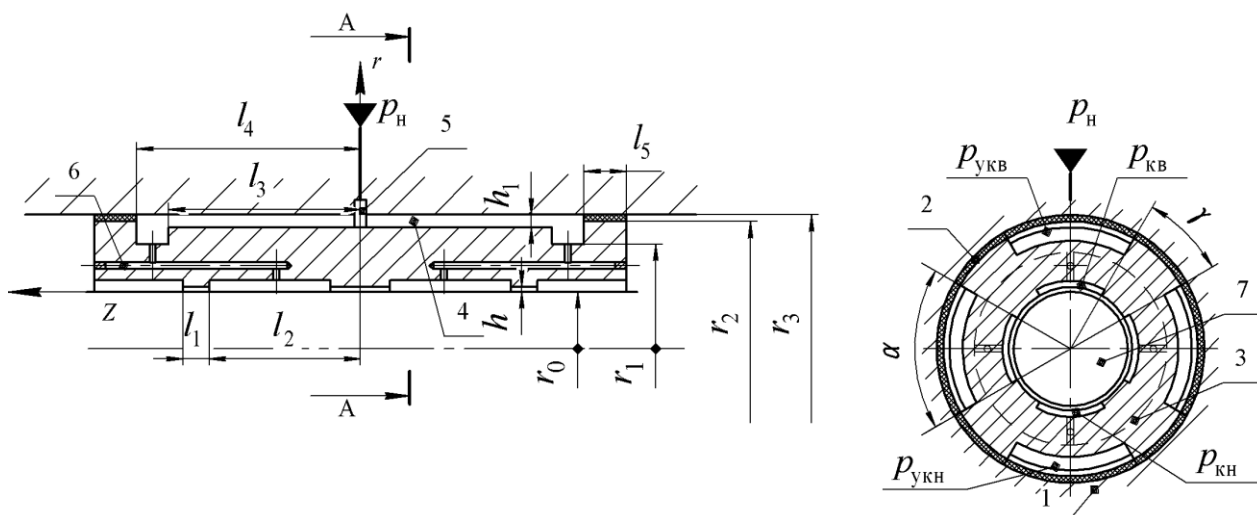


Рисунок 1 – Радиальная гидростатическая шпиндельная опора с активно подвижной втулкой и пассивным нагнетанием рабочей жидкости.

На рисунке 1. показана гидростатическая шпиндельная опора с активно подвижной втулкой и пассивным нагнетанием рабочей жидкости, которая имеет простое и технологичное техническое решение.

В корпусе 1 на упругом подвесе, выполненном в виде цельной тонкостенной эластомерной оболочки 2 с четырьмя большими вырезами, установлена втулка 3, имеющая на внутренней поверхности два ряда несущих карманов 8 по четыре в каждом ряду. Эластомерная оболочка упругого подвеса образует между внутренней поверхностью корпуса 1 и наружной поверхностью втулки 3 управляющие камеры 4, которые сообщаются с источником нагнетания рабочей жидкости (на рисунке не показан) через канал 5 и с несущими карманами – через каналы 6 выполненные во втулке 3. Втулка 3 охватывает опорную шейку шпинделя 7 с рабочим зазором h , образующим несущий слой опоры, и имеет возможность угловых микроперемещений в пределах этого зазора, а также радиальных микроперемещений в пределах радиальной деформации эластомерной оболочки.

При радиальном нагружении опоры шпиндель первоначально смещается в направлении действия внешней нагрузки и давление в нагружаемых несущих карманах возрастает, а в разгружаемых уменьшается. Аналогично перераспределяются давления в управляющих камерах. Для вторичного перемещения втулки противоположно внешней нагрузке необходимо, чтобы эффективная площадь управляющих камер существенно превышала эффективную площадь несущего слоя.

При консольном нагружении шпинделя происходит радиальное смещение и перекося его передней опорной шейки, вызывающее перераспределение давлений рабочей жидкости в несущих карманах из-за изменения щелевых дросселирующих сопротивлений, образованных торцевыми дросселирующими перемычками несущего слоя опоры. В результате возникает реактивный момент сил давления рабочей жидкости, под действием которого втулка занимает радиальное и угловое положение, соответствующее положению шейки шпинделя.

Таблица 1 – Математическая модель для адаптивной опоры

№ п.п.	Уравнение	Физический смысл
1	$f = s_k p_{кв} - s_k p_{кн} = s_k p_{кв} - p_{кн}, \text{ где}$ $s_k = 2 \cdot r_0 \cdot l_2 \cdot \sin \frac{\alpha}{2}$	Условие силового равновесия шпинделя
2	$-f_{упр} + s_k - s_{ук} p_{кв} + p_{кн} = 0, \text{ где } s_{ук} = 2 \cdot l_3 \cdot r_1 \cdot \sin \frac{\alpha}{2}$ $f_{упр} = e_p / \frac{2 \cdot (1 + \mu) \cdot (1 - 2 \cdot \mu) \cdot (r_3 - r_2)}{(3 - 4 \cdot \mu) \cdot (4 \cdot \gamma \cdot n \cdot (l_2 - l_3) + \pi \cdot m \cdot l_1) \cdot E}, \text{ где}$ $\mu = 0,005; m = 3; E = 0,34 - 1 [\text{МПа}]; n = 2$	Условие силового равновесия регулятора
3	$q_{вгв} = 2 \cdot \int_0^{\frac{\pi}{4}} \frac{(p_{н} - p_{кв}) \cdot (h_{10} - e_p \cdot \cos \varphi)^3 \cdot r_1 \cdot d\varphi}{12 \cdot \mu \cdot l_3}$ $q_{вгн} = 2 \cdot \int_{\frac{3\pi}{4}}^{\pi} \frac{(p_{н} - p_{кн}) \cdot (h_{10} - e_p \cdot \cos \varphi)^3 \cdot r_1 \cdot d\varphi}{12 \cdot \mu \cdot l_3}$ $q_{прв} = 2 \cdot \int_0^{\frac{\pi}{4}} \frac{p_{кв} \cdot (h_0 + (e_p - e) \cdot \cos \varphi)^3 \cdot r_0 \cdot d\varphi}{12 \cdot \mu \cdot l_1}$ $q_{прн} = 2 \cdot \int_{\frac{3\pi}{4}}^{\pi} \frac{p_{кн} \cdot (h_0 + (e_p - e) \cdot \cos \varphi)^3 \cdot r_0 \cdot d\varphi}{12 \cdot \mu \cdot l_1}$ $q_{ок} = 2 \cdot \int_{\frac{\pi}{4}}^{\frac{3\pi}{4}} \frac{(p_{кв} - p_{кн}) \cdot (h_0 + (e_p - e) \cdot \cos \varphi)^3 \cdot l_2 \cdot d\varphi}{12 \cdot \mu \cdot r_0}$	Условия баланса локальных по φ расходов смазки
4	$h = h_0 + e_p - e \cdot \cos \varphi, \quad h_1 = h_{10} - e_p \cdot \cos \varphi$	Значения дросселирующих щелей

Исследование нагрузочных характеристик опоры проводили по математической модели, выражающей следующие зависимости:

1. Условие силового равновесия шпинделя определяли из формы записи сил и реакций смазочного слоя возникающих от управляющих и несущих карманов.
2. Условие силового равновесия регулятора определял аналогично условию для шпинделя при этом учитывалась сила упругости эластомерной оболочки.

3. Условия баланса локальных по φ расходов смазки является частным случаем закона неразрывного потока смазки условия баланса локальных расходов в дифференциальной форме составляется для каждой междроссельной щели. Значения дросселирующих щелей является функция распределения зазора по координате φ .

Аналитически решить интегральные зависимости, входящие в систему уравнений не представляется возможным, в связи с чем был составлен специальный алгоритм и написана программа (на языке Object Pascal в среде Delphi). Результатом стал график рисунок 2, где показана кривая нагрузочных характеристик опоры с эластомерной оболочкой. Показаны кривые распределений давлений в карманах верхнем 4 и нижнем 3, характер перемещений регулятора 2 и шпинделя 1.

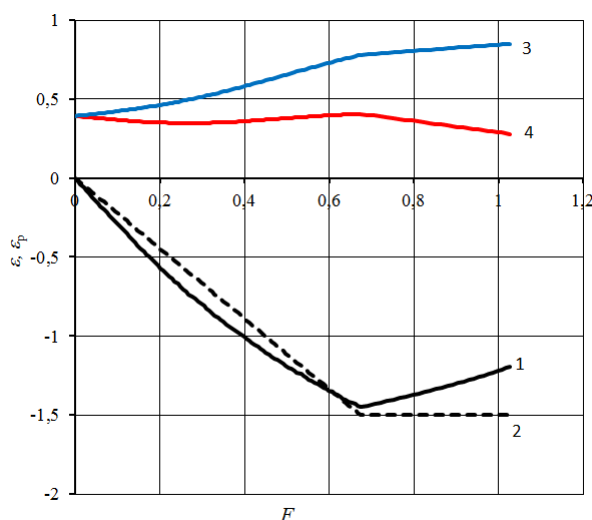


Рисунок 2 – Нагрузочные характеристики

Из графиков видно, что при нагрузках (до 15÷20 % от теоретического максимума, соответствующего относительному эксцентриситету шпинделя $e_{\max} = e / h_0 + h_{10}$) опора работает в режиме отрицательной податливости. При этом шпиндель смещается в область отрицательных эксцентриситетов, то есть противоположно действию нагрузки, до значений относительного эксцентриситета $e / h_0 = -1,4 \div 1,5$.

Конструкция данной шпиндельной опоры обладает не плохими нагрузочными характеристиками, поэтому ее можно рекомендовать для дальнейшего более глубокого изучения.

Выводы:

Приведенная адаптивная гидростатическая шпиндельная опора с активно подвижной втулкой обладает широкими функциональными возможностями, в том числе:

- имеет сравнительно простую и технологичную конструкцию;
- может одновременно воспринимать радиальные, осевые и моментные (перекашивающие) нагрузки;
- имеет большую нагрузочную способность за счет самоустановки активно подвижной втулки относительно перекоса опорной шейки шпинделя при его консольном нагружении;
- дополнительное демпфирование в эластомерном подвесе активно подвижной втулки способствует улучшению динамических характеристик опоры, что существенно при высокой частоте вращения шпинделя.

Основным является проблема обеспечения стабильности реологических характеристик эластомерного подвеса активно подвижной втулки, особенно при использовании в качестве рабочей жидкости нефтяных минеральных масел. Однако, в

связи с разработкой высокоскоростных и шпинделей с гидростатическими опорами, работающими на воде, а также применением новых эластомерных материалов (например, силиконовых), появляется реальная возможность значительного уменьшения отмеченных негативных факторов и обеспечения более высокой стабильности эластомерного подвеса.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Пикалов Я. Ю., Шатохин С. Н., Демин В. Г. Адаптивные бесконтактные опоры скольжения с плавающими регуляторами нагнетания смазки (гидростатические, аэростатические) для шпиндельных узлов и направляющих металлорежущих станков // Технология машиностроения. 2006. № 9. С. 29—33.
2. Пикалов Я. Ю., Шатохин С. Н. Конструкции и характеристики адаптивных гидростатических шпиндельных опор с плавающим регулятором нагнетания смазки // СТИН. 2006. № 5.
3. Шатохин С. Н. Расчет и минимизация потерь мощности в гидростатических подшипниках // СТИН. 1989. №9. С. 16—19.