

УДК 621.822.5.001.6

Ю.В. Парухина (6 курс, каф. ГАК), В.А. Прокопенко, к.т.н., доц.

РАДИАЛЬНО-УПОРНЫЙ ГИДРОСТАТИЧЕСКИЙ ПОДШИПНИК

Серийное прецизионное шпиндельное устройство модели ГШУ 022 производства АО ТБС (С.-Петербург) содержит два радиальных и один упорный гидростатических подшипника. Такой традиционный вариант базирования рабочего шпинделя создаёт ряд конструктивных и технологических сложностей в изготовлении, настройке и эксплуатации устройства в целом. Предложена модернизация конструкции посредством использования двух конических радиально-упорных гидростатических подшипников. Одновременно выполнен сравнительный анализ основных характеристик обоих вариантов [1]. В соответствии с паспортным значением осевой нагрузки (4 кН) при наименьшем рабочем давлении (6 МПа), диаметре подшипников (65 мм) определено значение угла конуса подшипников $\alpha=20^{\circ}$, что позволяет по их габаритным размерам встроить их в штатную конструкцию без изменения размеров корпуса. При этом сохраняются осевые размеры подшипников и ширина рабочей дросселирующей перемычки (10 мкм). Эквивалентный уровень статической ошибки по зазору при осевом нагружении составляет 20% от начального зазора.

Особое внимание уделено сравнительному анализу энергетических характеристик рассматриваемых вариантов исполнения подшипников [2].

Установлено, что для обеспечения паспортных характеристик (наибольшей частоты вращения $n=10000$ об/мин при наибольшей динамической вязкости рабочей жидкости $\mu=0.018$ Па·с) цилиндрический подшипник может иметь только исполнение с разделительными канавками. При этом суммарная приводная мощность потерь составляет около 8.5 кВт и находится в соответствии с рекомендуемой мощностью привода (12 кВт), однако перегрев жидкости в цилиндрических подшипниках составляет 37° , что превышает допустимое значение на 7° и это требует либо снижения верхнего предела частот вращения, либо ограничения диапазона вязкости масла.

При энергетическом расчёте конического подшипника определено эквивалентное значение его радиуса, превышающее на 9.5 % среднее значение (с учётом квадратной зависимости скоростных потерь мощности от диаметра опоры). При этом установлено, что предлагаемый вариант также не обеспечивает допустимых температурных режимов при указанных предельных условиях и, следовательно, требует корректировки условий эксплуатации. Например, для обеспечения работы при $n=10000$ об/мин следует использовать рабочую жидкость с $\mu \leq 0.012$ Па·с. Потребная в этом случае приводная мощность на вращение составит 9.7 кВт.

Таким образом, предложенная модернизация серийного шпиндельного устройства, позволяя сохранить его основные условия эксплуатации, в значительной степени упрощает конструкцию в изготовлении и наладке.

ЛИТЕРАТУРА:

1. Проектирование гидростатических направляющих металлорежущих станков и станочных комплексов. Методические указания./М.А. Болотников, В.Г. Лебедев, П.П. Петков и др.- СПб: ГТУ, 1993, -28 с.
2. Методические указания по выполнению расчетов и проектированию подшипников современных высокопроизводительных металлорежущих станков./ Л. Дудески, П.П. Петков, В.А. Прокопенко и др,- Л: ГТУ, 1990,- 37 с.