

перекрыть момент сопротивления качению, а при некоторых положениях шариков вызвать усилия на контакте, направленные в сторону качения.

Нами выяснено, что по мере улучшения сферичности шариков проскальзывание центра шариков по дорожке уменьшается и после шести часов обработки достигает определенного значения. Это подтверждается и изменением мощности электропривода, затрачиваемой на перемещение шариков по кольцевой дорожке. В этом случае момент, вызванный овальностью шариков, становится меньше момента сопротивления качения, и качение шариков приближается к идеальному, без проскальзывания центра шариков относительно дисков.

Л и т е р а т у р а

1. Пинегин С.В. Трение качения в машинах и приборах. М., 1976. 2. Ящерицын П.И., Олендер Л.А., Грек С.В. Доводка шариков. Минск, 1968.

УДК 621. 822

Ю.М. Пикус

СТАТИЧЕСКАЯ ЖЕСТКОСТЬ ГИДРОСТАТИЧЕСКИХ УПОРНЫХ ПОДШИПНИКОВ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ РЕОЛОГИЧЕСКИ СЛОЖНЫХ СМАЗОЧНЫХ СРЕД

Сохранение относительного постоянства зазора между поверхностями трения при некотором изменении нагрузки является необходимым качеством гидростатических опор. Для стационарных процессов это свойство характеризуется статической жесткостью жидкостного смазочного слоя j , определяемой уравнением

$$j = \frac{dW}{dh}, \quad (1)$$

где W — нагрузка, несущая способность; h — зазор между поверхностями трения.

Обеспечить максимальную жесткость можно, управляя расходом при изменении нагрузки. Этим обусловлен интерес к системам питания гидростатических опор, объясняется включение во многие из них специальных устройств (компенсаторов), регулирующих расход и закон изменения зазора. В практике, особенно станкостроения, распространение получили системы питания с непосредственным присоединением насоса

постоянной производительности к карманам высокого давления опор (по схеме насос — карман) и с компенсаторами в виде капиллярных дросселей (по схеме с дроссельным регулированием).

Рассмотрим расчет статической жесткости конического (плоского при $\varphi = \frac{\pi}{2}$) гидростатического упорного подшипника (рис. 1) применительно к указанным системам питания и достаточно общей реологической модели нелинейно-вязкопластичной смазочной среды. Учитывая особенности течения реологически сложных жидкостей, остановимся отдельно на каждом из характерных режимов работы опор в режиме медленных перемещений и скоростном. Используем расчетные выражения несущей способности W и расхода смазочной жидкости Q через щелевой зазор конического (плоского) подшипника, приведенные в работах [1, 2].

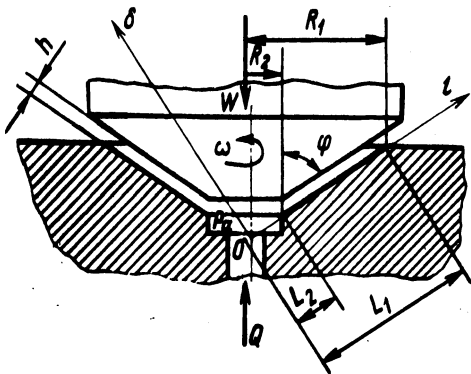


Рис. 1. Конический гидростатический упорный подшипник с центральной камерой.

Система питания насос — карман. При расчетах опор с такой системой питания обычно пренебрегают утечками в насосе и потерями давления в трубопроводах. Расход через зазор подшипника считают равным производительности насоса, а давление на выходе из насоса — давление в кармане. Статическая жесткость определяется после приведения уравнений из [1, 2] к виду $W = f(Q)$ и последующей подстановки в уравнение (1). В результате дифференцирования и ряда преобразований получим следующие формулы:

для режима медленных перемещений

$$j = - \left[\frac{2\pi^{1-n} k (2n+1)^{n+1} Q^n (R_1^{3-n} - R_2^{3-n})}{n^n (3-n) h^{2n+2} \sin \varphi} \right] +$$

$$+ \frac{2\pi\tau_0}{3h^2 \sin\varphi} \left(\frac{2n+1}{n+1} \right) (R_1^3 - R_2^3) \Big], \quad (2)$$

для скоростного режима

$$j = - \frac{6Q}{\sin\varphi} \left[\frac{(2+n)k(R_1^{n+1} - R_2^{n+1})}{\omega^{1+n}(n+1)h^{n+3}} + \frac{2\tau_0(R_1 - R_2)}{\omega h^3} \right], \quad (3)$$

где R_1, R_2, ω — геометрические параметры опоры; τ_0, k, n — реологические параметры (τ_0 — предел текучести, k — аналог пластической вязкости, n — показатель неньютоновского поведения); ω — угловая скорость пяты; Q — расход смазочной среды.

Система питания с дроссельным регулированием. В этом случае между карманом высокого давления опоры и источником питания имеются дроссели-компенсаторы, например капилляры со значительным отношением длины L_k к радиусу R_k ; $\frac{L}{R_k} \geq 40 \dots 50$. Расходы смазочной жидкости

через дроссель и зазор подшипника равны, а давление перед дросселем (давление питания P_H) настраивается и устанавливается постоянным.

Формула для расчета расхода нелинейно-вязкопластичной среды через дроссель круглого сечения при перепаде давления $\Delta P = P_H - P_0$ получена из совместного решения уравнения движения в цилиндрической трубе и реологического уравнения состояния в виде

$$Q = \frac{\pi R_k \frac{3n+1}{n}}{R_k^{1/n} (3n+1) (2L_k)^{1/n} \left[(P_H - P_0) - 2 \left(\frac{3n+1}{2n+1} \right) \times \frac{\tau_0 L_k}{R_k} \right]^{1/n}} \quad (4)$$

Из равенства расходов через дроссель (4) и зазор опоры и выражений для несущей способности [1, 2] определяется вели-

чина зазора h и давление в кармане p_o . Используя эту систему уравнений и решая их совместно с (1), находим следующие зависимости для статической жесткости:

а) режим медленных перемещений

$$j = - \frac{\pi (R_1^{3-n} - R_2^{3-n}) (2n+1)^{n+1} R_k^{3n+1} h^{2n} p_H}{(3-n)(3n+1)^n L_k A_1^2 \sin \varphi} - \frac{2\pi \tau_o}{\sin \varphi} \left(\frac{2n+1}{n+1} \right) \left\{ \left[\frac{(1-n)(R_1^{3-n} - R_2^{3-n})(R_1 - R_2) h^{4n}}{(3-n)(R_1^{1-n} - R_2^{1-n})} + \frac{(2n+1)^{n-1} R_k^{3n} h^{2n(n+1)}}{(3-n)(3n+1)^{n-1}} (R_1^{3-n} - R_2^{3-n}) - \frac{2n R_k^{3n+1} (R_1 - R_2) (2n+1)^n h^{2n-1}}{(3-n)(3n+1)^n L_k \sin \varphi} \right] \frac{1}{A_1^2} + \right. \quad (5)$$

$$\left. + (R_1 - R_2) \left[\frac{(R_1 - R_2)(R_1 + 2R_2)}{3} - \frac{(1-n)R_1^{3-n} - (3-n)R_1^{1-n}R_2^2 + 2R_2^{3-n}}{(3-n)(R_1^{1-n} - R_2^{1-n})} \right] \frac{1}{h^2} \right\}; \quad (5)$$

б) скоростной режим

$$J = - \frac{\pi \left[p_o + \frac{\rho \omega^2}{6} (R_1^2 - R_2^2) \right] \omega^{1-n} h^{n-1} (1-n)}{k (R_2^{n-1} - R_1^{n-1}) A_2 (1 + A_3 h^n)^2} \times \left\{ \frac{n \tau_o (R_1 - R_2)}{\omega R_1 R_2} (1 - A_2 R_1 R_2) + \frac{(n+2)(1 + A_4 h^n) h^2 \sin \varphi}{6(1 + A_3 h^n)} \right\} \times$$

$$\times \left\{ \frac{R_k^{\frac{3n+1}{n}} \left[p_H - p_0 - 2 \left(\frac{3n+1}{2n+1} \right) \frac{\tau_0 L_k}{R_k} \right]^{\frac{1-n}{n}}}{h^{1/n} (3n+1) (2L_k)^{1/n}} + \frac{h^{n+2} \omega^{1-n} (1-n) \sin \varphi}{6k(R_2^{n-1} - R_1^{n-1})(1+A_3 h^n)} \right\}^{-1} \quad (6)$$

где

$$A_1 = \left[h^{2n+1} + \frac{R_k^{3n+1} (2n+1)^n (R_1^{1-n} - R_2^{1-n})}{(3n+1)^n L_k (1-n) \sin \varphi} \right];$$

$$A_2 = \frac{(R_2^{n-1} - R_1^{n-1})(n+1)}{(1-n)(R_1^{n+1} - R_2^{n+1})};$$

$$A_3 = \frac{\tau_0 (R_1 - R_2)(1-n)}{\omega^n R_1 R_2 k (R_2^{n-1} - R_1^{n-1})};$$

$$A_4 = \frac{\tau_0 (n+1)(R_1 - R_2)}{\omega^n k (R_1^{n+1} - R_2^{n+1})};$$

ρ — плотность смазочной среды.

Анализ выражений (2), (3) и (5), (6) показывает, что статическая жесткость выше для вязкопластичных сред по сравнению с вязкими при одинаковых расходах в случае подачи жидкости от источника постоянной производительности и при одинаковых давлениях питания в случае подачи через дроссели-капилляры от сети с постоянным давлением. Формулы (2), (3), (5), (6) обобщают случаи применения линейно-вязкопластичной ($n=1$), нелинейно-вязкой ($\tau_0 = 0$) и ньютоновской ($\tau_0 = 0, n=1, k = \mu, \mu$ — динамическая вязкость) смазочных сред. В частном случае (смазке плоской опоры ньютоновским маслом) они совпадают с известными данными [3,4].

Л и т е р а т у р а

1. Пикус Ю.М. Исследование статических режимов работы некоторых гидростатических опор при применении неньютоновской смазочной среды. — "Изв. вузов. Машиностроение", 1973, № 6.
2. Пикус Ю.М. Реодинамика нелинейно-вязкопластичной среды при наличии сложного сдвига. — В сб.: Теоретическая и прикладная механика. Вып. 3. Минск, 1976.
3. Проектирование гидростатических подшипников. Под ред. Г. Риппела. М., 1967.
4. Прокофьев В.Н., Морозов В. П. Жесткость гидростатических опор. — "Станки и инструмент", 1971, № 8.

УДК 621.951

Э.М. Дечко, канд.техн.наук,
М.А. Корниевич

ОПТИМИЗАЦИЯ РЕЖИМА СВЕРЛЕНИЯ

Определение оптимальных режимов резания — это весьма трудоемкая и сложная задача, так как требуется учитывать целый ряд ограничивающих факторов: режущие возможности инструмента; допустимые значения глубины, подачи и скорости резания, определяемые кинематикой станка и прочностью инструмента и др. При глубоком сверлении в качестве ограничений обычно рассматривается еще величина отклонения оси отверстия и изменение его диаметра.

Рациональным режимом резания считают такой, который при выполнении всех требований, предъявляемых к качеству обрабатываемой детали, обеспечивает при минимальной стоимости операции максимально возможную для данной себестоимости производительность.

Известно, что одна и та же точность отверстия при сверлении может быть получена при различных соотношениях скоростей резания и подачи, т.е. при различной производительности обработки. Показать это можно на поверхностях отклика, полученных с помощью полиномиальных зависимостей. В нашем случае в качестве одного из основных критериев принят увод оси отверстия.

С помощью метода центрального композиционного планирования получена общая зависимость увода оси отверстия от режима обработки: