

масляной пленки в зоне контакта шаров с желобами колец. В частности, изучена работа шарикоподшипников с обедненной смазкой в условиях низких температур.

Результаты, полученные как на специальной подшипниковой установке, так и при стендовых испытаниях на полноразмерном изделии, нашли практическое применение при конструктивных разработках опорных узлов высокооборотных роторов.

Ю. Г. Соколов

ПОВЫШЕНИЕ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТИ РАДИАЛЬНОГО ПОДШИПНИКА ПРИ ДЕЙСТВИИ ОСЕВОЙ НАГРУЗКИ

Работоспособность и долговечность радиального шарикового подшипника, воспринимающего осевую нагрузку, в значительной мере зависит от угла контакта, т. е. угла, образованного вектором нормальной силы в контакте кольца и шарика с поперечной осью симметрии подшипника. Увеличение этого угла снижает нормальную силу и, следовательно, повышает долговечность и грузоподъемность подшипника.

В радиальном подшипнике увеличение угла контакта обычно достигается увеличением радиального зазора. Однако чрезмерное увеличение радиального зазора может привести к работе подшипника по кромке беговой дорожки, что чревато быстрым выходом его из строя. При одновременном действии близких по величине осевой и радиальной нагрузок повышение грузоподъемности подшипника с увеличением радиального зазора достигается только в определенном диапазоне радиальных зазоров. Дальнейшее увеличение радиального зазора не только не дает повышения долговечности, а наоборот, может дать ее понижение. Особенно важное значение величина угла контакта имеет для высокоскоростных подшипников воздушных стартеров, приводов постоянных оборотов и т. д., где кинематика шариков, а следовательно, и тепловыделение в контактах определяются правильным выбором рабочих углов контакта.

В настоящее время наружное и внутреннее кольца подшипника изготавливаются независимо друг от друга и комплектуются при сборке подшипника по заданной величине радиального зазора. Производственные допуски на радиусы желобов колец и диаметр шарика приводят к тому, что два подшипника с одинаковым контролируемым параметром — радиальным зазором, — могут иметь углы контакта, отличающиеся на $7-12^\circ$. Осевая грузоподъемность таких подшипников будет существенно отличаться.

В последние годы значительно повысилось качество отечественных подшипников, которые для ответственных изделий выпускаются с повышенными требованиями в отношении точности посадочных поверхностей и точности вращения. Вместе с тем существую-

щие разбросы по величине угла контакта остались без изменения.

Приведенные выше примеры влияния угла контакта на грузоподъемность подшипника настоятельно требуют введения контроля этого параметра при изготовлении подшипников.

М. И. Курушин

РАСЧЕТ УСИЛИЙ И СМЕЩЕНИЙ В ПРЕДВАРИТЕЛЬНО НАГРУЖЕННОЙ БЫСТРОХОДНОЙ СИСТЕМЕ С ДВУМЯ ШАРИКОПОДШИПНИКАМИ

Задача определения усилий, действующих на опоры даже в простейших случаях нагружения системы с радиально-упорными шарикоподшипниками, является статически неопределимой. Для правильного определения усилий, действующих на опоры, а также распределения усилий по шарикам необходимо решать совместно систему уравнений «вал — подшипник — корпус». Решение проводилось при следующих данных: диаметр шарика — 2 мм; диаметр окружности центров шаров — 9 мм; число шариков — 8; радиусы желобов колец — 1,08 мм; начальные углы контакта — 20° и 35° ; внутренний диаметр вала — 4 мм; расчетная длина вала — 27 мм.

В расчетах учитывались контактная податливость подшипников и податливость вала на изгиб. Задача решалась в два этапа. При приближенном решении предварительно с помощью ЭВМ строились характеристики жесткости подшипников без учета перекоса колец, а система «вал — подшипник» при заданной комбинации нагрузок на ротор решалась совместно графически методом последовательных приближений. Ошибка в определении смещений и усилий на опоры таким методом составляла не более 3%.

Процесс итерации при расчете по конкретным усилиям с учетом влияния прогибов вала и перекосов в опорах проводился непосредственно с использованием ЭВМ. Эти расчеты проводились с ошибкой менее 0,1%. Результаты окончательного расчета смещений и усилий с учетом влияния центробежных сил шариков и перекосов, возникающих в результате изгиба вала и разности радиальных смещений внутренних колец подшипников, представлены в таблицах. Для выяснения влияния перекосов в подшипниках на их радиальную и осевую податливости проделаны расчеты смещений ротора при параллельном смещении колец в подшипниках. Для выяснения влияния оборотов ротора на податливость подшипников и системы в целом проделаны расчеты без учета влияния центробежных сил шаров.

По результатам расчетов можно сделать следующие выводы:

1. Если предварительно нагруженную осевым преднатягом систему вращать, то осевые силы возрастут тем больше, чем больше начальный угол контакта.