

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТОВ ПО КОНТАКТНО-ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ ТЕОРИИ ПРОСКАЛЬЗЫВАНИЯ В ВЫСОКОСКОРОСТНЫХ РОЛИКОПОДШИПНИКАХ

Надежная работа высокоскоростного роликоподшипника ГТД требует исключения возможности возникновения опасного проскальзывания в контакте роликов с беговыми дорожками, ведущего к повреждению подшипника. Использование контактно-гидродинамической теории смазки позволяет определить кинематику роликов и усилия в контакте роликов с сепаратором и беговыми дорожками, а также выявить влияние таких важных факторов, как величина контактных напряжений, скорость вала, температура колец подшипника и масла на входе в подшипник, свойства смазки и, наконец, конструктивные особенности подшипника.

В настоящей работе сообщаются предварительные результаты расчетов условий работы роликового подшипника, полученные при дальнейшем развитии теории проскальзывания, разработанной совместно с Д. С. Кодирем.

В связи с тем, что при прохождении роликом нагруженной зоны условия контакта непрерывно изменяются, в расчет введена переменная температура смазочного слоя, определяющая вязкость смазки, а следовательно, и силы трения. Величина приращения температуры смазочного слоя определяется по Блоку, что, конечно, является приближением, которое при дальнейших расчетах должно быть устранено.

Уравнения, связывающие кинематические параметры с эксплуатационными, представлены в безразмерной форме, что делает более общими и наглядными результаты расчетов.

При проведении экспериментов по проскальзыванию в роликовых подшипниках нами отмечались случаи, когда замеренные обороты сепаратора свидетельствовали о наличии значительного проскальзывания, тогда как износ и повреждение беговых дорожек отсутствовали. Аналогичные факты отмечали и такие авторы, как Смитт, Кусочкин и др. Вместе с тем Харис утверждает, что предельно допустима степень проскальзывания не более 2%. Для правильного ответа на этот вопрос должны проводиться вычисления толщины смазочного слоя в контактах, которые характеризуют режим трения.

Расчеты проводились для роликового подшипника с внутренним диаметром 120 мм и скоростями вращения 5000 и 15000 об/мин при смазке его высоковязкой маслосмесью, состоящей из 75% МС-20 и 25% трансформаторного масла.

Результаты расчетов показали:

1. При малой погонной нагрузке (герцовских напряжениях равных 3000 кг/см^2), скорости вращения 5000 об/мин, и темпера-

туре подшипника 40°C степень проскальзывания составляет 2,3% и возрастает до 92,8% при 15000 об/мин и температуре подшипника 150°C . Соответственно толщины смазочного слоя составляют 5,18 и 0,236 микрона.

Этот результат довольно хорошо совпадает с отмечавшимся ранее отсутствием повреждения подшипников при скоростях вращения менее 5000 об/мин.

2. Снижение температуры подшипника со 150°C до 100°C при 15000 об/мин изменило степень проскальзывания до 81% и толщину смазочного слоя до 1,15 микрона, что свидетельствует о более сильном влиянии повышения вязкости на повышение толщины смазочного слоя, чем на снижение степени проскальзывания.

3. Учет приращения температуры в контакте дал рост степени проскальзывания в 1,7 раза и снижение толщины смазочного слоя в 3,3 раза по сравнению с расчетом при постоянной температуре.

Проведенные расчеты показали, что уточненная методика позволяет выявить существенные особенности работы подшипника.

В. И. Квасов, Л. Г. Циханович

ВЛИЯНИЕ ПЕРЕКОСОВ НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ РОЛИКОПОДШИПНИКОВ

В опорах тяжело нагруженных узлов машин и механизмов широко применяются сдвоенные цилиндрические роликоподшипники. Однако при комплектовании парных подшипниковых узлов встречаются определенные трудности, так как практически невозможно подобрать два подшипника с абсолютно одинаковыми геометрическими размерами.

При постановке в одну опору двух цилиндрических роликоподшипников следует считаться с такими параметрами внутренней геометрии подшипников, как высота рабочего сечения и радиальный зазор. Разность высот рабочих сечений спаренных подшипников обуславливает перекосы корпуса подшипников (буксы) относительно вала (оси) или относительные перекосы колец подшипников.

Кроме ошибок, допущенных при монтаже подшипниковых узлов, перекосы могут возникнуть вследствие деформаций несущих элементов под нагрузкой, а также в результате эксцентricности приложения внешней нагрузки.

Перекосы вызывают неравномерное распределение нагрузки вдоль образующих тел качения и концентрацию напряжений по краям роликов и дорожек качения колец, что приводит к более интенсивному процессу образования усталостных повреждений и снижению долговечности подшипникового узла.

В расчетах на напряженное состояние и долговечность влияние перекосов в цилиндрических роликоподшипниках обычно не учи-