

туре подшипника  $40^{\circ}\text{C}$  степень проскальзывания составляет 2,3% и возрастает до 92,8% при 15000 об/мин и температуре подшипника  $150^{\circ}\text{C}$ . 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  $150^{\circ}\text{C}$  до  $100^{\circ}\text{C}$  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-

тывается, тогда как полную оценку их долговечности можно дать только с учетом всех видов нагрузок, в том числе и дополнительных нагрузок, возникающих вследствие перекосов сопряженных деталей подшипников.

Расчет максимальных напряжений в перекошенных в радиальной плоскости цилиндрических роликоподшипниках предлагается производить по общепринятым формулам, применяемым в расчетах при отсутствии перекосов, с введением в них дополнительного параметра угла перекоса. В формулы для определения долговечности цилиндрических роликоподшипников вводится коэффициент, учитывающий величину несоосности (перекоса).

В качестве коэффициента несоосности принимается отношение величины максимального сближения контактирующих тел в перекошенных подшипниках к величине их сближения при отсутствии перекосов.

Сравнительную оценку снижения долговечности цилиндрических роликоподшипников при перекосах можно производить при помощи коэффициента относительной долговечности.

В подшипниковых узлах со спаренными цилиндрическими роликоподшипниками, главным образом, в консольных опорах, уменьшение влияния перекосов, выравнивание нагрузки между подшипниками и вдоль образующих тел качения можно достигнуть путем соответствующего подбора парных подшипников и их расстановки в опоре на основе принципов селективной сборки. Определяющим фактором при этом является разность высот рабочих сечений (в простейшем виде разность радиальных зазоров) спаренных подшипников.

**В. В. Шашкин, В. А. Пиковский, А. М. Иванцов**

## **СРАВНИТЕЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОСКАЛЬЗЫВАНИЯ В ВЫСОКОСКОРОСТНЫХ ПОДШИПНИКАХ С ПОЛЫМИ И СПЛОШНЫМИ РОЛИКАМИ**

Проводится анализ явления проскальзывания в высокоскоростных подшипниках газотурбинных двигателей (ГТД) при различных конструктивных вариантах и условиях работы.

Приведены результаты сравнительных исследований на специальном стенде А7 — КуАИ подшипников АВ32130ДТ2 с полыми и сплошными роликами при радиальных зазорах 0,080 — 0,100 мм. Исследования проскальзывания проводились согласно методике, которая предусматривала:

изменение скоростей вращения вала стенда и радиальной нагрузки;

изменение скоростей вала и сепаратора испытуемого подшипника;