

Зная величину и распределение усилий, можно рассчитать сепаратор на прочность.

Сравнение полученных решений с результатами экспериментов, проведенных с подшипником одного из роторов ГТД, позволяет рекомендовать разработанную методику для практического применения.

**А. И. Данильченко**

## **РАБОТОСПОСОБНОСТЬ СЕПАРАТОРОВ ВЫСОКОСКОРОСТНЫХ РАДИАЛЬНО-УПОРНЫХ ПОДШИПНИКОВ**

Сепараторы шариковых радиально-упорных подшипников, применяемые в узлах опор газотурбинной техники, всегда имеют на стенках гнезд следы воздействия шариков в виде полосок износа. При неблагоприятных сочетаниях радиальной и осевой нагрузок, конструктивных параметров подшипника, перекосе колец и в других случаях воздействие шариков на сепаратор бывает настолько значительным, что приводит к большому износу трущихся поверхностей сепаратора или к его разрыву. Главная причина появления значительных сил взаимодействия шарика и сепаратора определяется изменением скоростей движения шариков по окружности подшипника.

Общепринятым способом уменьшения сил надавливания шариков на перемычки сепаратора является применение гнезд под шарики с «развалом», что существенно повышает уровень вибраций подшипникового узла. В случае применения круглых гнезд под шарики приходится увеличивать зазор между сепаратором и центрирующим бортом кольца (зазор плавания), что может вызвать при определенных условиях работы износ шариков и беговых дорожек колец, а также усталостные поломки сепаратора.

Экспериментальные и теоретические исследования показали, что работоспособность сепаратора и всего подшипника в целом можно повысить выбором оптимального соотношения зазора под шарик в гнезде и зазора плавания, исходя из конкретных условий работы подшипникового узла.

**М. И. Курушин, Л. П. Гребнева**

## **РАСЧЕТ НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ БЫСТРОХОДНОГО РОЛИКОВОГО ПОДШИПНИКА С НАТЯГОМ БЕЗ ВНЕШНЕЙ НАГРУЗКИ С УЧЕТОМ ВЛИЯНИЯ ТОЛЩИНЫ СМАЗОЧНОГО СЛОЯ В КОНТАКТАХ**

С улучшением процесса балансировки и уменьшением остаточных дисбалансов в опорах быстроходных газотурбинных двигателей