

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

все чаще возникает дефект — проскальзывание и износ ролико-подшипников. Одним из основных средств борьбы с проскальзыванием является введение гарантированного натяга по роликам. В этом случае возникает проблема правильного назначения преднатяга. При большом натяге может происходить выкрашивание роликов и колец. Принятая в настоящее время методика расчета подшипников качения по коэффициентам работоспособности не позволяет рассчитывать подшипники в условиях натяга. Эта задача сравнительно легко решается, если вести расчет долговечности непосредственно по контактным напряжениям или по усилиям в контактах.

В настоящей работе расчеты ведутся с помощью ЭВМ в следующей последовательности. Сначала методом итерации определяются усилия в контактах ролика с кольцами при заданном натяге без учета влияния центробежных сил роликов и смазки. По найденным усилиям определяются толщины смазочных слоев в контактах ролика с внутренним и наружным кольцами. Далее натяг увеличивается на величину суммарной толщины пленки, и снова уточняют значение усилий в контактах и т. д. до приемлемой точности.

Учет влияния центробежных сил роликов производится следующим образом. Если при действии центробежной силы ролика натяг с внутренним кольцом исчезает, то это значит, что усилие на наружном кольце равно значению центробежной силы ролика. Определяется величина контактной деформации с наружным кольцом и толщина смазочной пленки в контакте. Если контактная деформация и толщина слоя в сумме больше первоначального суммарного натяга, то усилия в контакте ролика с внутренним кольцом, нет, и подшипник будет интенсивно проскальзывать. Кстати, из этого же условия определяется и значение минимального натяга для предотвращения интенсивного проскальзывания.

Если же величина контактной деформации и толщины слоя от действия только центробежной силы ролика меньше заданного суммарного натяга, то ролики контактируют с внутренним кольцом, и расчет ведется в следующей последовательности. Задаются усилием в контакте ролика с наружным кольцом, прибавляя к ранее найденному усилию половину значения центробежной силы ролика и находят значение контактной деформации ролика с наружным кольцом. Это значение вычитается из значения контактной деформации внутреннего кольца, и методом итерации определяют усилие в контакте ролика с внутренним кольцом. Если разница усилий в контактах не совпадает со значением центробежной силы ролика, то снова определяется разница контактных смещений и т. д. до приемлемой точности. При этом одновременно учитывается и влияние изменения значения толщины смазочной пленки в контактах.

После определения усилий в контактах ведется расчет долговечности элементов подшипника по базовым усилиям с учетом

действительного числа циклов их нагружения. В логарифмических координатах зависимость долговечности от натяга приблизительно линейная. Учет влияния толщины смазочного слоя в контактах ведет к снижению долговечности элементов подшипника. Учет влияния центробежной силы ролика противоречив. При значении отношения диаметра ролика к диаметру беговой дорожки меньше 0,22 долговечность подшипника снижается, при отношении больше 0,22 — увеличивается за счет влияния центробежных сил роликов.

Даются рекомендации допускаемых натягов по роликам для ряда подшипников газотурбинных двигателей.

**А. И. Данильченко, А. М. Иванцов, Ю. Г. Бондаренко,  
М. А. Караблин, И. П. Долотова**

### **ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ПЕРЕКОСОВ КОЛЕЦ ПОДШИПНИКА С ЧЕТЫРЕХТОЧЕЧНЫМ КОНТАКТОМ НА УРОВЕНЬ ВИБРОПЕРЕГРУЗОК**

Высокоскоростной радиально-упорный шарикоподшипник газотурбинного двигателя (ГТД) генерирует на опоре колебания, которые в некоторых случаях могут существенно повысить уровень виброперегрузок как на отдельных элементах, так и на изделии в целом. Общеизвестные экспериментальные исследования подшипников касаются в основном влияния качества изготовления колец и тел качения на виброперегрузку опоры.

При работе ГТД вибрацию могут вызвать также перекосы колец подшипника и различные сочетания осевых и радиальных сил. С целью определения действия этих факторов были проведены экспериментальные исследования на подшипниковом стенде А-7 КуАИ.

Подшипники 8АВ176226ДТ2 и В176130Р1 испытывались при различных перекосах колец (0—5'), осевых нагрузках (200—3500 дан), скоростях вращения (300—800 рад/сек), дисбалансных нагрузках, соответствующих неуравновешенности на роторе 0—0,320 дан.см. Подшипники смазывались смесью 25% МС-20+75% трансформаторного масла.

Для измерения вибрации в 3-х направлениях на опоре устанавливались пьезодатчики фирмы «Брюль и Кьер». Сигналы с вибродатчиков через усилитель ИС-943А подавались на аппаратуру АВ-43, которая использовалась для согласования сопротивления выхода усилителя с вибраторами шлейфового осциллографа К20-22, который регистрировал виброперегрузки.

По результатам экспериментов произведен амплитудно-частотный анализ осевых и радиальных вибраций в зависимости от исследуемых факторов.