

УДК 621.822

А.М. АРАСЛАНОВ, Г.И. ЗАЙДЕНШТЕЙН, Н.Н. МАЛИВАНОВ

*Казанский государственный технический университет им. А.Н. Туполева, Россия***ТЕПЛОВОЙ РЕЖИМ ПОДШИПНИКОВ ГТД**

Рассмотрен экспериментально-теоретический метод расчета теплового режима подшипников ГТД, основанный на обработке опытных данных методами теории подобия. Предложены критериальные зависимости для оценки суммарных затрат мощности на привод подшипников и, как следствие, расчетная оценка либо рабочей температуры подшипника, либо потребной прокачки масла через подшипник.

**подшипники ГТД, тепловой режим, температура, прокачка, числа подобия, потери мощности, тела качения, сепаратор**

**Введение**

Работоспособность газотурбинных радиально-упорных шарикоподшипников и радиальных роликоподшипников в значительной мере зависит от их теплового режима.

В работе [1] суммарные потери мощности на привод подшипника были методологически разделены на две определяющие группы:

$$\sum Q = Q_{\text{тр}} + Q_{\text{гидр}},$$

где  $\sum Q$  – суммарные потери мощности на привод;

$Q_{\text{тр}}$  – потери, обусловленные всевозможными силами трения в контакте между телами качения и кольцами;

$Q_{\text{гидр}}$  – гидродинамические потери, характеризующие процессы перемешивания масла телами качения в канале подшипника.

Потери мощности на трение определяются всевозможными силами сопротивления, возникающими на контактирующих поверхностях элементов подшипников (дифференциальное скольжение, упругий гистерезис, гироскопическое верчение и пр.), дифференцированный учет влияния которых на потери в реальных условиях работы не представляется возможным. Учитывая объективные трудности выполнения теплового расчета, лишь на основе теоретических предпосылок был предложен путь экспериментально-теоретического исследования с применением методов теории подобия.

**1. Исследования теплового режима радиально-упорных шарикоподшипников**

Мощность трения в подшипнике, на наш взгляд, можно представить как потери, отнесенные к контакту между телами качения и беговыми дорожками колец, и потери, отнесенные к зазору между шариками и гнездами сепаратора, причем сюда же отнесем затраты мощности, обусловленные протеканием процессов трения между сепаратором и центрирующими буртами наружного кольца.

Процесс течения масла в названных зазорах происходит в присутствии теплообмена, и его описание должно основываться на контактно-гидродинамической теории смазки. Однако совместное решение контактной, гидродинамической и тепловой задач весьма затруднительно. Поэтому предложена упрощенная модель, где истинный процесс течения смазывающей жидкости заменен простым гидродинамическим течением масла между двумя абсолютно жесткими телами.

Записывая системы уравнений, описывающие неизоэнтальпическое течение вязкой несжимаемой жидкости в зазорах между телами качения и кольцами, а также между шариками и гнездами сепаратора, и анализируя их методами теории подобия, можно получить структурную формулу для определения суммарного коэффициента сопротивлений  $S$ :

$$C = c_{1k}(Re, Eu, Pr) + c_{1c}(Re, Eu, Pr) + c_2(Re, Pr),$$

где  $c_{1k}$  – коэффициент сопротивления трения в контакте между телами качения и кольцами;

$c_{1c}$  – коэффициент сопротивления трения в контакте между шариками и гнездами сепаратора;

$c_2$  – коэффициент гидродинамических сопротивлений;

$Re, Eu, Pr$  – критерии подобия, характеризующие гидродинамическое течение вязкой несжимаемой жидкости.

Следует отметить, что коэффициент сопротивления трения в контакте  $c_{1k}$  и коэффициент сопротивления трения в сепараторе  $c_{1c}$  характеризуют в комплексе все процессы трения в подшипниках качения. Зная  $c_{1k}, c_{1c}$  и  $c_2$ , по известной из экспериментальной гидродинамики формуле можно рассчитать суммарные потери мощности на привод подшипника (в Вт):

$$\sum Q = (c_{1k} + c_{1c} + c_2)z\rho D_w^2 u^3,$$

где  $z$  – число тел качения в подшипнике;

$\rho$  – плотность масла, кг/м<sup>3</sup>;

$D_w$  – диаметр шарика, м;

$u$  – окружная скорость сепаратора, м/с.

Одним из путей снижения тепловыделения в подшипнике является путь уменьшения потерь мощности на трение в сепараторе применением специальных антифрикционных покрытий. Исследование антифрикционных свойств осадков мягких металлов на подшипниках скольжения [2 – 4] позволило выявить ряд покрытий, имеющих существенное преимущество перед серебряными покрытиями, которые используются в настоящее время в сепараторах газотурбинных радиально-упорных шарикоподшипников. Применение этих покрытий, как показали наши исследования, существенно снижает потери мощности на трение в сепараторе и, следовательно, тепловыделение в подшипнике в целом.

Опыты проводились с серийными газотурбинными шарикоподшипниками, имеющими посадоч-

ный диаметр на вал 150 (B176130P2), 140 (8A176128B1T2), 110 мм (1176122B1T2). Испытания проводились в диапазоне изменения осевых нагрузок от 5000 до 50000 Н, температур охлаждающего масла на входе в подшипник от 60 до 80° С и частоты вращения вала от 3000 до 9000 мин<sup>-1</sup>.

На первом этапе исследований изучалось влияние на потери мощности состава покрытий сепаратора, нагрузки, температуры масла и окружной скорости сепаратора. Гидродинамические потери (в Вт) подсчитывались по формуле (1):

$$Q_{\text{гидр}} = 16.6 * 10^5 * Re^{1.25} Pr^1 z\rho D_w^2 u^3.$$

Потери на трение определялись как разность между полученными в опытах значениями суммарных потерь  $\Sigma Q$  и расчетной величиной  $Q_{\text{гидр}}$ :

$$Q_{\text{тр}} = Q_{\text{кон}} + Q_{\text{сеп}} = \sum Q - Q_{\text{гидр}},$$

где  $Q_{\text{кон}}$  – потери мощности на трение в контакте между телами качения и беговыми дорожками колец, Вт;

$Q_{\text{сеп}}$  – потери на трение в контакте между шариками и гнездами сепаратора, Вт.

Потери мощности на трение  $Q_{\text{тр.пок}}$  и следовательно, суммарные потери  $\Sigma Q_{\text{пок}}$  у подшипников с сепараторами, покрытыми антифрикционными покрытиями, ниже, чем у серийных подшипников, на сепараторы которых осаждено серебро.

Увеличение окружной скорости сепаратора и приводит к интенсивному возрастанию  $\Sigma Q$  и  $Q_{\text{тр}}$  как у подшипника с серебряным покрытием сепаратора, так и у подшипника, с осажденным на него новым покрытием. При росте окружной скорости с 13,156 до 39,467 м/с потери мощности на трение у подшипника с антифрикционным покрытием сепаратора снижаются по сравнению с серийным подшипником на 30...40%. Нагрузка более слабо, чем скорость вращения, влияет на рост потерь мощности.

С увеличением осевой нагрузки с 10000 до 50000 Н потери мощности трения у подшипника с новым покрытием по сравнению с подшипником с сереб-

ряным покрытием сепаратора уменьшаются на 700 ... 1000 Вт.

Следует отметить, что с ростом окружной скорости сепаратора и осевой нагрузки на подшипник доля потерь мощности на трение в суммарных потерях растет и достигает 80% при  $u = 39,467$  м/с и  $F_a = 40000; 50000$  Н.

Применение новых антифрикционных покрытий сепараторов подшипников снижает потери мощности, связанные с сепаратором, и, следовательно, потери мощности на трение в целом.

В результате обработки экспериментальных данных была получена критериальная зависимость для определения параметра В (в Вт):

$$B = Q_{\text{тр.сер}} - Q_{\text{тр.пок}} = 1,25 * 10^{-2} \text{ Re}^{-0,218} \times \text{Eu}^{0,3} \text{ Pr}^{0,0132} \text{ zp D}_w^2 u^3.$$

Считая, что величина параметра В определяется только потерями мощности в сепараторе, можно записать:

$$B = Q_{\text{тр.сер}} - Q_{\text{тр.пок}} = Q_{\text{кон.сер}} + Q_{\text{сеп.сер}} - Q_{\text{кон.пок}} - Q_{\text{сеп.пок}} = Q_{\text{сеп.пок}} - Q_{\text{сеп.пок}}.$$

Рассматривая это выражение совместно с данными, полученными нами в опытах с подшипниками скольжения [2—4], мы получили формулы для оценки  $Q_{\text{сеп.сер}}$  и  $Q_{\text{сеп.пок}}$ :

$$Q_{\text{сеп.сер}} = 3,18 * 10^{-2} \text{ Re}^{-0,218} \text{Eu}^{0,3} \text{Pr}^{0,0132} \text{zp D}_w^2 u^2;$$

$$Q_{\text{сеп.пок}} = 1,66 * 10^{-2} \text{ Re}^{-0,218} \text{Eu}^{0,3} \text{Pr}^{0,0132} \text{zp D}_w^2 u^3.$$

Это позволило расчетным путем определять потери мощности трения в сепараторах с различными покрытиями.

Учитывая эти формулы, можно определить опытные значения потерь мощности на трение в контакте между телами качения и беговыми дорожками колец, которые будут одинаковы для подшипников с различными покрытиями их сепараторов:

$$Q_{\text{кон}} = \sum Q - Q_{\text{гидр}} - Q_{\text{сеп}}.$$

Причем  $Q_{\text{гидр}}$  и  $Q_{\text{сеп}}$  рассчитываются по формулам, а  $\sum Q$  находится из опытов.

В результате обработки опытных данных была получена критериальная зависимость для расчета потерь на трение в контакте  $Q_{\text{кон}}$  (в Вт) между телами качения и беговыми дорожками колец тяжело нагруженных радиально-упорных шарикоподшипников:

$$Q_{\text{кон}} = 0,49 * 10^{-10} \text{ Re}^{-1,065} \text{Eu}^{0,3} \text{Pr}^{1,285} \text{zp D}_w^2 u_3.$$

Окончательно запишем выражения для оценки суммарных потерь мощности на привод в радиально-упорных шарикоподшипниках ГТД с различными покрытиями их сепараторов:

$$\sum Q = Q_{\text{кон}} + Q + Q = 0,49 * 10^{-10} \text{ Re}^{-1,065} \times \text{Eu}^{0,3} \text{Pr}^{1,285} \text{zp D}_w^2 u^2 + (A_1 * 10^{-2} \text{ Re}^{-0,218} \times \text{Eu}^{0,132} + 16,6 * 10^5 \text{ Re}^{-1,25} \text{Pr}^{-1}) \text{zp D}_w^2 u^3,$$

где  $A_1$  – опытный коэффициент, характеризующий влияние состава покрытия сепаратора на потери мощности на трение в них ( $A_{1 \text{ сеп}} = 3,18, A_{1 \text{ пок}} = 1,66$ ).

Следует отметить, что лучшими антифрикционными свойствами обладает покрытие сплавом цинк + свинец с 40% содержанием свинца, однако данный сплав имеет сравнительно низкую температуру плавления (около 400 °С). Дальнейшим развитием этого направления исследований явилось применение покрытия сплавом цинк + никель (8 – 15%), имеющего температуру плавления, близкую к серебру.

Данное направление исследований имело свое продолжение в виде поиска гальванопокрытий крепежных деталей газотурбинных двигателей взамен серебра. Проведены все необходимые исследования и внедрен в производство нетоксичный технологический процесс осаждения электрохимического покрытия сплавом цинк + никель на крепежные детали взамен серебра.

## 2. Исследование теплового режима радиальных роликоподшипников

В работе исследовалось влияние дополнительного конструктивного фактора – возможной пустотелости роликов и цельные ролики рассматривались

как частный случай при степени пустотелости, равной нулю.

Применение пустотелых роликов приводит к уменьшению давления в зоне контакта роликов с кольцами, с одной стороны, за счет снижения среднего значения нагрузки на один ролик, которое обусловлено как более лучшим распределением нагрузки между телами качения, так и уменьшением центробежной силы; с другой стороны, за счет увеличения площадки контакта, которая определяется большей упругой податливостью полых роликов по сравнению с цельными.

Снижение давления в зоне контакта уменьшает силы на проталкивание жидкости в зазорах между роликами и кольцами и, следовательно, приводит к уменьшению мощности, затрачиваемой на преодоление гидродинамического трения.

Опыты проводились с серийными газотурбинными роликовыми подшипниками В32222Д1Т2, В32220Д1Т2, В32218Д1Т2 и степенью пустотелости 0; 0,43; 0,6; 0,7.

В результате обработки экспериментальных данных была получена зависимость для расчета суммарных потерь мощности на привод роликоподшипников ГТД с пустотелыми роликами.

Причем в расчет введена функция степени пустотелости, которая отражает то явление, что до некоторого значения степени пустотелости (в нашем случае 0,6) увеличение площадки контакта ведет к снижению давления в зоне контакта и, следовательно, к уменьшению затрат мощности на трение

$$\varphi_1^1 = e^{(x-0,57)} / (1,7 - 1,1X).$$

Однако уже при  $X = 0,7$  дальнейшее увеличение площадки контакта приводит к росту потерь мощности на трение за счет увеличения силы проталкивания жидкости в зазорах роликоподшипников. Зависимость для расчетной оценки суммарных затрат мощ-

ности на привод роликоподшипников ГТД имеет вид

$$\sum Q = [\varphi_1^1(x) \times 0,179 \times 10^{-5} * R_e^{0,5} \times \varepsilon_u^{0,6} \times P_z^{0,73} + 18 \times 10^5 \times R_e^{-1,25} \times P_z^{-1}] \times z \times \rho \times L_{we}^2 \times u^3,$$

где  $R_e$ ,  $\varepsilon_u$ ,  $Pr$  – числа подобия.

## Заключение

Имея возможность оценивать  $\Sigma Q$  расчетным путем, из уравнения теплового баланса можно определять либо прокачку масла для обеспечения заданной температуры подшипника  $t_{подш}$  (практически равной  $t_{м. вых}$ ), либо  $t_{подш}$ , если задано количество прокачиваемого масла  $q_m$ .

## Литература

1. Демидович В.М. Исследование теплового режима подшипников ГТД. – М.: Машиностроение, 1978. – 178 с.
2. Демидович В.М., Кочман Э.П., Зайденштейн Г.И. Антифрикционные свойства некоторых гальванопокрытий // Труды семинара «Теория и практика электроосаждения металлов и сплавов». – Пенза, 1978 (ПДНТП). – С. 57 – 58.
3. Демидович В.М., Кочман Э.Д., Зайденштейн Г.И. Улучшение антифрикционных свойств гальванопокрытий подшипников // Труды II Всесоюзного семинара «Структура и механические свойства электролитических покрытий». – Тольятти, 1979. – С. 32.
4. Демидович В.М., Кочман Э.Д., Зайденштейн Г.И., Сулейманов Ф.М. Антифрикционные свойства защитных гальванопокрытий // Труды конференции «Теория и практика защиты металлов от коррозии». – Куйбышев, 1979. – С. 71 – 72.

Поступила в редакцию 25.05.2004

**Рецензент:** д-р техн. наук, проф. Б.Г. Мингазов, Казанский государственный технический университет им. А.Н. Туполева, Казань.