

УДК 621.822

Е.В. ДЕМИДОВИЧ, А.М. АРАСЛАНОВ, Г.И. ЗАЙДЕЙНШТЕЙН, Н.Н. МАЛИВАНОВ

Казанский государственный технический университет им. А.Н. Туполева, Россия

ТЕПЛОВОЙ РЕЖИМ РОЛИКОПОДШИПНИКОВ,
РАБОТАЮЩИХ В УСЛОВИЯХ ПРОСКАЛЬЗЫВАНИЯ

Представлены результаты опытно-теоретического исследования по оценке теплового состояния роликоподшипников, работающих в условиях проскальзывания, с целью повышения их работоспособности.

проскальзывание, тепловое состояние, тепловой режим, критериальная зависимость, роликоподшипник, критериальное уравнение

Роликоподшипниковые опоры современных газотурбинных двигателей нередко работают в условиях, когда при определенном сочетании величин радиальных нагрузок и зазоров при высоких скоростях вращения в них наблюдается проскальзывание роликов относительно беговой дорожки внутреннего кольца подшипника.

Изучению эффекта проскальзывания посвящен целый ряд научных статей [1 – 3] и др., однако ни в одной из них не рассматривается на строго научной основе оценка теплового состояния роликоподшипников, работающих в условиях проскальзывания.

Естественно, что эффект проскальзывания изменяет величину мощности, затрачиваемой на привод подшипника, знание которой необходимо для оценки его теплового состояния. Ибо известно, что одним из важнейших критериев работоспособности высокоскоростных подшипников качения является критерий теплостойкости [4].

Иными словами, для оценки работоспособности высокоскоростных роликоподшипников необходимо рассчитывать тепловой режим их работы.

Ранее проведенные исследования на кафедре «Основы конструирования» КГТУ им. А. Н. Туполева [4] по оценке теплового режима высокоскоростных роликоподшипников при отсутствии эффекта проскальзывания позволили установить обобщенные критериальные уравнения для оценки мощности на их привод:

$$\Sigma Q = Q_{\text{гидр}} + Q_{\text{тр}} = (46,5 \cdot 10^3 \cdot \text{Re}^{-1} \cdot \text{Pr}^{-0,8} + 1,26 \cdot \text{Re}^{-0,5} \cdot \text{Eu}^{0,5}) z \rho d^2 U^3, \quad \text{Вт} \quad (1)$$

и

$$\Sigma Q = Q_{\text{гидр}} + Q_{\text{тр}} = (18 \cdot 10^3 \cdot \text{Re}^{-1,25} \cdot \text{Pr}^{-1} + 62,3 \cdot \text{Re}^{-0,63} \cdot \text{Eu}^{0,25} \cdot \text{Pr}^{-0,4}) z \rho d^2 U^3, \quad \text{Вт}, \quad (2)$$

где $Q_{\text{гидр}}$ – гидродинамические потери;

$Q_{\text{тр}}$ – потери на трение;

Re – критерий Рейнольдса;

Eu – критерий Эйлера;

Pr – критерий Прандтля;

z – число тел качения в подшипнике;

ρ , кг/м^3 – плотность масла;

d – диаметр (длина) ролика;

$U = \frac{v}{2}$, м/см – окружная скорость сепаратора,

внутреннего кольца подшипника.

По установленному значению ΣQ из формул (1) и (2) определялось тепловое состояние роликоподшипников

$$t_{\text{подш}} \approx t_{\text{м.вых}} = t_{\text{м.вх}} + \frac{3600 \Sigma Q}{C_p \cdot q_m}, \quad ^\circ\text{C}, \quad (3)$$

где $t_{\text{м.вх}}$ и $t_{\text{м.вых}}$ – соответственно температуры масла на входе и выходе из корпуса подшипника;

C_p , $\text{Дж/(кг} \cdot ^\circ\text{C)}$ – удельная теплоемкость масла;

q_m , кг/час – прокачка масла через корпус подшипника.

Анализ проведенных нами расчетно-экспериментальных исследований с роликоподшипником, работающим в условиях проскальзывания [5], показал, непригодность формул (1) и (2) для оценки суммарных затрат мощности на его привод ΣQ .

Обработка результатов наших исследований позволила установить свою формулу для оценки ΣQ для высокоскоростных роликоподшипников, работающих в условиях проскальзывания [5]:

$$\Sigma Q = Q_{\text{шдп}} + Q_{\text{тр}} = [(46,5 \cdot 10^3 \cdot \text{Re}^{-1} \cdot \text{Pr}^{-0,8}) U'^3 + (2755 \cdot k \cdot \text{Re}^{-0,73} \cdot \text{Eu}^{0,2} \cdot \text{Pr}^{-0,4}) U'^3] z p d^2, \text{ Вт}, \quad (4)$$

где в дополнение к обозначениям в формулах (1) и (2) $k = 0,052 \frac{\text{Fr}}{1300} - 80,5 \frac{\delta}{170} + 0,085$ – безразмерный коэффициент; Pr – радиальная нагрузка, δ – радиальный зазор в подшипнике, U' , м/сек – скорость вращения сепаратора в условиях проскальзывания.

Обращает на себя внимание сходная критериальная структура выражений для оценки $Q_{\text{тр}}$ в нашей

формуле (4) и формуле (2). Это свидетельствует об аналогичной качественной закономерности изменения потерь на трение $Q_{\text{тр}}$ в роликоподшипниках, работающих как при наличии проскальзывания, так и без него.

Для дополнительного подтверждения обобщенного характера установленного критериального уравнения (4) нами были проведены исследования по сравнению в сходственных точках ($Ud = \text{idem}$) наших результатов по оценке ΣQ с ранее полученными значениями ΣQ в работе [6] для трех роликоподшипников, работавших в условиях проскальзывания.

По имевшимся в нашем распоряжении данным из протоколов экспериментов работы [6] с подшипниками №№ 32116, 32114 и 32113 на кривую (рис. 1), построенную по формуле (4) для одного ролика ($\Sigma Q/z$) нашего подшипника, были нанесены в сходственных точках ($Ud = \text{idem}$) экспериментальные значения $\Sigma Q/z$ трех упомянутых подшипников.

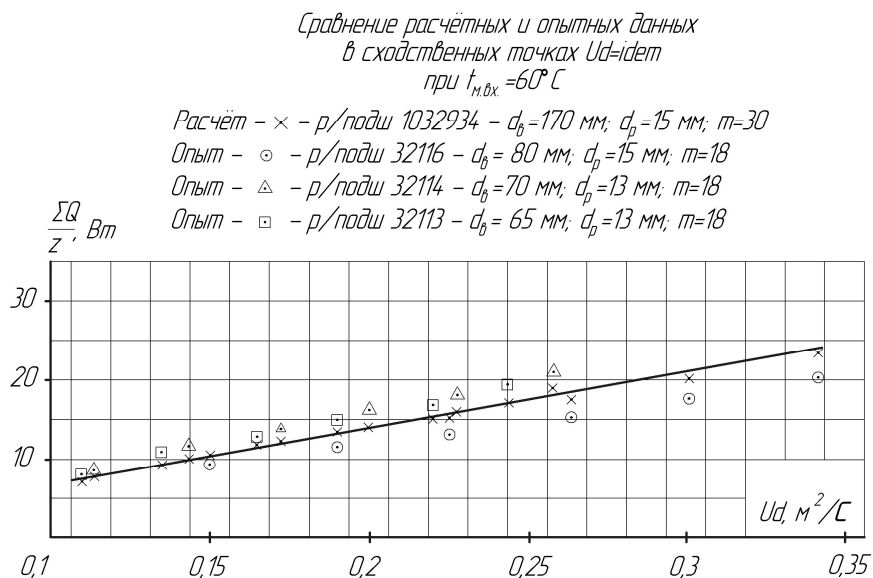


Рис. 1. Сравнение расчетных и опытных данных в сходственных точках

Расхождения в расчетных и опытных значениях $\Sigma Q/z$ в пределах $\pm 15\%$ дополнительно подтверждают обобщенный характер установленного нами критериального уравнения (4) для расчета ΣQ .

Кроме того, по установленной нами (впервые,

по нашим сведениям) формуле (в работе [5]) для безразмерного коэффициента сопротивления трения

$$C_1 = 2755 \cdot k \cdot \text{Re}^{-0,73} \cdot \text{Eu}^{0,2} \cdot \text{Pr}^{-0,4}, \quad (5)$$

этот коэффициент был рассчитан для упомянутых выше трех подшипников, работающих при радиаль-

ной нагрузке $Fr = 260$ Н и радиальном зазоре (по ГОСТУ) $\delta = 0,11$ мм и сравнен с C_1 в сходственных точках ($Ud = idem$) для нашего испытуемого подшипника 1032934. Расхождение в значениях C_1 (для 18 режимов работы) в пределах 6% явилось дополнительным подтверждением обобщенного характе-

ра установленного критериального уравнения (5) для C_1 .

Наконец, для итогового подтверждения обобщенного характера уравнения (5) для безразмерного коэффициента сопротивления трения C_1 был построен обобщенный график, показанный на рис. 2.

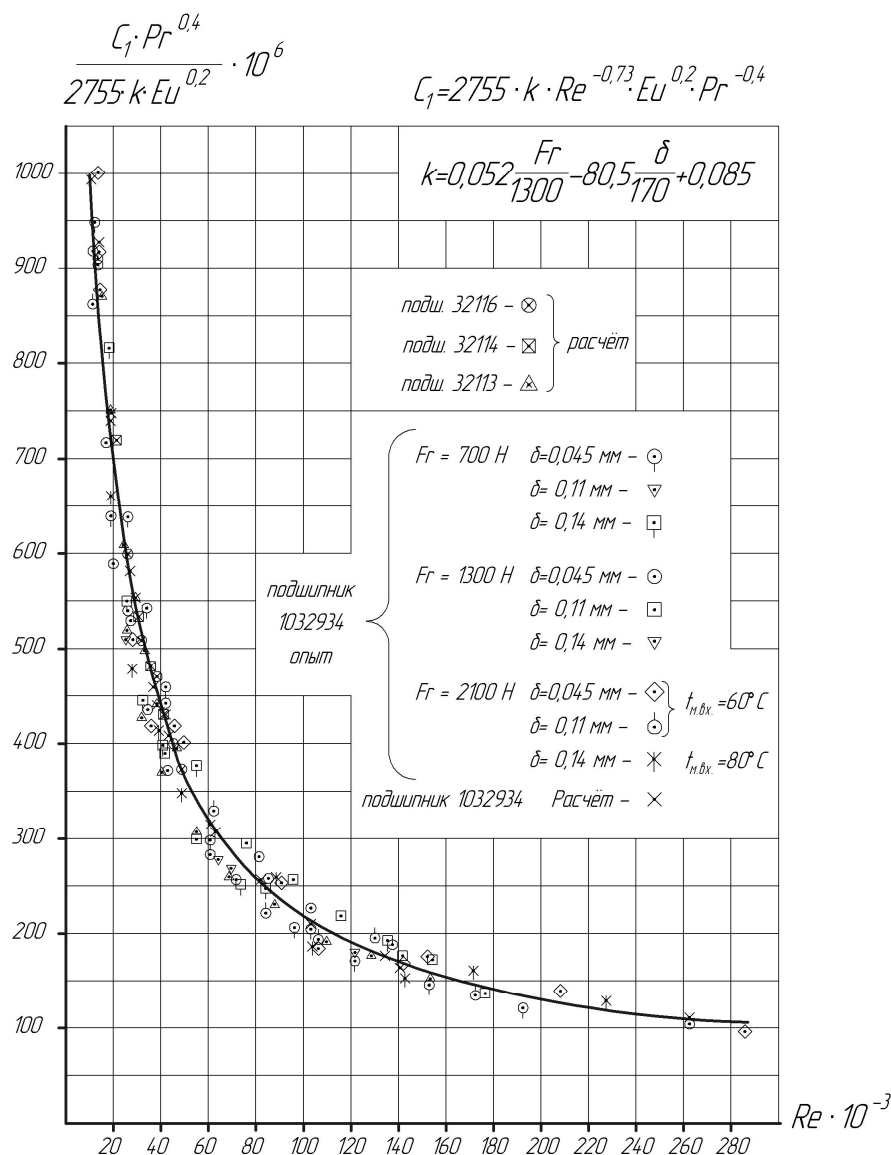


Рис. 2. Обобщенный график

График $\frac{C_1 \cdot Pr^{0,4} 10^6}{2755 \cdot k \cdot Eu^{0,2}} = f(Re)$ физически представляет собой объединенные серии кривых $C_1 = f(Re)$ при разных значениях критериев Eu и Pr и логически суммирует все возможные ошибки, связанные с недоучетом тех или иных параметров, если

они существенны. Кривая на рис. 2 строилась по критериальному выражению (5): в левой части группировались все члены, кроме $Re^{-0,73}$; задаваясь числом Re (шкала абсцисс) и возводя его в степень $-0,73$, получаем левую часть выражения (шкала ординат). После этого на построенную кривую нано-

сились найденные по данным экспериментов [5] из формулы

$$C_1 = \frac{\Sigma Q_{\text{экс}} - Q_{\text{идр}}}{z p d^2 U^3}$$

значения C_1 , поделенные на коэффициент 2755k и величины критериев Eu и Fr в своих степенях. Таким образом, найденные значения параметра $\frac{C_1 \cdot \text{Fr}^{0,4}}{2755 \cdot k \cdot \text{Eu}^{0,2}}$ определялись по данным экспериментов при всех значениях Ud, Fr и δ , использованных в наших опытах и расчетах.

Кроме того, на расчетную [по формуле (5)] кривую рис. 2 наносились точки, полученные расчетом C_1 для подшипников 32116, 32114 и 32113 при Fr = 260 Н и $\delta = 0,11$ мм.

Разброс опытных (и расчетных) точек от расчетной кривой на рис. 2, не выходящей за пределы точности проведения экспериментов и расчетов ($\pm 15\%$), является надежным опытным доказательством обобщенного характера установленной критериальной зависимости (5) для коэффициента сопротивления трения C_1 .

Итак, имея критериальное уравнение (4) для расчета затрат мощности на привод роликподшипника ΣQ , производим расчет его теплового режима, исходя из условия теплового баланса в подшипниковом узле.

При заданной прокачке масла через корпус подшипника q_m , кг/час, определяем его рабочую температуру:

$$t_{\text{подш.}} = t_{\text{м.вх.}} + \frac{3600 \Sigma Q}{C_p q_m}, ^\circ\text{C}.$$

Или, при заданной рабочей температуре подшипника $t_{\text{подш.}}$ – потребную прокачку масла:

$$q_m = \frac{3600 \Sigma Q}{C_p (t_{\text{подш.}} - t_{\text{м.вх.}})}, \text{ кг/час.}$$

Формула $t_{\text{подш.}} \leq t_{\text{отп.}} - 40 ^\circ\text{C}$ является условием работоспособности роликподшипника по критерию теплостойкости. Здесь $t_{\text{отп.}}$ – температура отпуска материала подшипника.

Перспективой дальнейших исследований в данном направлении является оценка теплового состояния высокоскоростных радиальных шарикоподшипников, работающих в условиях проскальзывания.

Литература

1. Павловски. Проскальзывание и силы, действующие на сепаратор в высокоскоростном роликподшипнике // Проблемы трения и смазки. – М.: Мир. – 1972. – № 2. – С. 35-41.
2. Мархо, Смит, Лейлор. Новая установка для исследования проскальзывания роликов и сепаратора в быстроходных роликовых подшипниках // Проблемы трения и смазки. – 1981. – № 1. – С. 19-26.
3. Силин Р.И. Исследование проскальзывания в подшипниках качения. – Хмельницкий: Жешув, 1998. – 178 с.
4. Демидович В.М. Исследование теплового режима подшипников ГТД. – М.: Машиностроение, 1978. – 160 с.
5. Демидович Е.В., Арасланов А.М., Зайденштейн Г.И. Особенности работы межвальных роликподшипников двухкаскадных ГТД. – Казань: КВАКУ, 2006. – 228 с.
6. Демидович В.М. Исследование потерь в роликподшипниках ГТД. Автореф. дисс..... канд. техн. наук. – Казань: КАИ, 1954. – 17 с.

Поступила в редакцию 9.06.2006

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Л.В. Горюнов, Казанский государственный технический университет им. А.Н. Туполева, Россия.