

ПОВЫШЕНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ РОЛИКОПОДШИПНИКОВ ПУТЕМ ОПТИМИЗАЦИИ ТЕМПЕРАТУРНОГО РЕЖИМА ПОДШИПНИКОВ

О.М. Беломытцев

Пермский национальный научно-исследовательский политехнический университет (ПНИПУ),
г. Пермь, bom3101@mail.ru

Ключевые слова: подшипник, радиальный зазор, температура колец, натяг, долговечность.

На примере опоры роликоподшипника в ГТД двигателя семейства ПС-90 определено значение различных факторов на радиальный зазор в подшипнике, показано, что на номинальных режимах работы двигателя наибольшее влияние оказывает разность температур колец подшипника, которая приводит к натягу и существенному увеличению контактных напряжений и снижению долговечности подшипника. Рассмотрено также влияние контактных напряжений на проскальзывание в подшипнике.

Современная методика расчета стандартных типовых подшипников качения основана на зависимости вида:

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^{3,33} \cdot a_1 \cdot a_2 \dots a_i, \text{ млн.об.}, \quad (1)$$

где C – динамическая грузоподъемность подшипника, приводимая в каталогах, соответствующая надежности 0,9; P – эквивалентная расчетная нагрузка на подшипник; a_i – поправочные коэффициенты, учитывающие отличие принятой надежности от 0,9, наличие масляной пленки в контакте, вязкость масла и др.

Методика ЦИАМ-ВНИПП отличается от методик ИСО и ГОСТ, имеющих форму (1), тем, что в нее вносятся корректирующие коэффициенты, которые учитывают качество материала, точность подшипников, скоростной коэффициент $d_m \cdot n$ (d_m – средний диаметр подшипника, n – число оборотов), вязкость и чистоту масла.

В методике ЦИАМ-ВНИПП накладывается ряд ограничений на зазоры и нагрузки, при которых не должно быть проскальзывания, вызывающего износ, и появление распорных усилий в подшипнике, снижающих расчетный ресурс.

Эти требования не могут в полной мере выполняться в опорах двигателей семейства ПС-90, в которых подшипник устанавливается на полом вала и в трубчатом корпусе, являющемся демпфером, а кольца подшипников имеют различную температуру, приводящую к натягу в подшипнике, эти факторы существенно влияют на НДС подшипника и его долговечность. На основании работы [1] определено влияние различных факторов на радиальный зазор g_n :

$$g_n = g_n - g_{\text{ц}} - g_{\text{т}}, \quad (2)$$

где g_n – назначенный монтажный зазор; $g_{\text{ц}}$ – влияние сил инерции; $g_{\text{т}}$ – влияние разности температур колец.

Расчеты показывают, что $g_{\text{т}} > g_{\text{ц}}$, и выражение (2) при крейсерском режиме работы двигателя ($n \approx 11267$ об/мин) для подшипника 1032930 принимает значение:

$$g_n = 0,0425 - 0,0420 - 0,0724 = -0,0719 \text{ мм,}$$

знак «-» означает натяг.

В случае сплошного вала и жесткого корпуса этот натяг вызвал бы большие распорные усилия и долговечность подшипника была бы незначительной. Но выражение (2) можно представить в другом виде:

$$g_n = 2(\delta_{\text{к}} + u_{\text{в}} + u_{\text{н}} + u_{\text{д}} + u_{\text{р}}), \quad (3)$$

где $\delta_{\text{к}}$ – контактная деформация тел качения; $u_{\text{в}}$ и $u_{\text{н}}$ – деформация кольца подшипника совместно с валом и корпусом, $u_{\text{д}}$ – деформация наружного кольца подшипника с демпферной втулкой от жидкости в демпфере, $u_{\text{р}}$ – перемещение кольца от действия центробежной силы роликов.

Так как контактные напряжения зависят только от контактных деформаций, то выражение (3) показывает, что натяг в подшипнике перераспределяется, и на контактные напряжения приходится только часть натяга, этим объясняется удовлетворительная работа подшипника.

В случае посадки наружного кольца подшипника в демпферной втулке с натягом, на контактную деформацию приходится $0,373 g_n$, в случае посадки с зазором – $0,252 g_n$.

С учетом распределения нагрузки по телам качения, в случае натяга в подшипнике, и определения эквивалентной нагрузки [1], значение расчетной долговечности подшипника по сравнению со случаем установки его на сплошном валу при нулевом зазоре и в жестком корпусе, которая принята за единицу ($L_1=1$), будет равна:

– при разности температур колец $25\text{ }^\circ\text{C}$, $L_2^{25} = 0,243L_1$;

– при разности температур колец $35\text{ }^\circ\text{C}$, $L_2^{35} = 0,0139L_1$.

Сравнение долговечности подшипника по внутреннему кольцу при различных перепадах температуры колец равно:

$$L_2^{25} / L_2^{35} = 0,243 / 0,0139 = 18,5.$$

Перепад температур колец влияет на проскальзывание и напряжения в контакте, экспериментальные исследования на двигателе показали [2], что при контактных напряжениях от 650 до 900 МПа и рабочих натягах от 30 до 58 мкм проскальзывание уменьшается с 7 до 0,2%.

Полученный результат показывает значительную зависимость долговечности подшипника от перепада температур колец, а оптимизация температурного режима позволит не только увеличить долговечность подшипника, но и уточнить влияние перепада температур на проскальзывание.

Список литературы

1. Беломытцев О.М. Определение влияния различных факторов на зазор (натяг) и влияние натягов на распределение нагрузки по телам качения // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета, г. Самара, 2009, №3(19), с. 67-75.

2. Беломытцев О.М., Пищальников А.Б. О влиянии натяга и контактных напряжений от натяга на проскальзывание в цилиндрическом роликоподшипнике в опорах газотурбинных двигателей // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета, г. Самара, 2014, №5, с. 182-188.

Сведения об авторе

Беломытцев Олег Михайлович, канд. техн. наук, профессор, научный руководитель лаборатории «Трибология и контактная прочность». Область научных интересов: подшипники, трибология, механические передачи.

IMPROVING THE DURABILITY OF ROLLER BEARINGS BY OPTIMIZING THE BEARING TEMPERATURE CONDITIONS

O.M. Belomytcev

Perm national research polytechnic university, Perm, bom3101@mail.ru

Keywords: bearing, radial clearance, ring temperature, tension, durability.

The value of various factors on the radial clearance in the bearing on the example of the roller bearing support in the gas turbine engine of the PS-90 family is revealed. It is shown that the temperature difference of the bearing rings has the greatest influence on the rated operating modes of the engine, which leads to tension and a significant increase in contact stresses and a decrease in the durability of the bearing. The effect of contact stresses on bearing slippage is also considered.