

УДК 621.6 (075)

Е.П.Жильников, В.В.Макарчук

Самарский государственный аэрокосмический университет

ОАО «» Завод авиационных подшипников

РАСЧЕТ ДОЛГОВЕЧНОСТИ АВИАЦИОННЫХ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ ПО БАЗОВЫМ КОНТАКТНЫМ НАПРЯЖЕНИЯМ

Излагаются методика и примеры расчета высокоскоростных подшипников авиационных двигателей по базовым контактным напряжениям с учетом предела контактной выносливости подшипниковых сталей.

Стандартные методы расчета подшипников качения [1] основаны на предложенной А. Пальмгренем кривой контактной выносливости, приведенной на рис. 1.

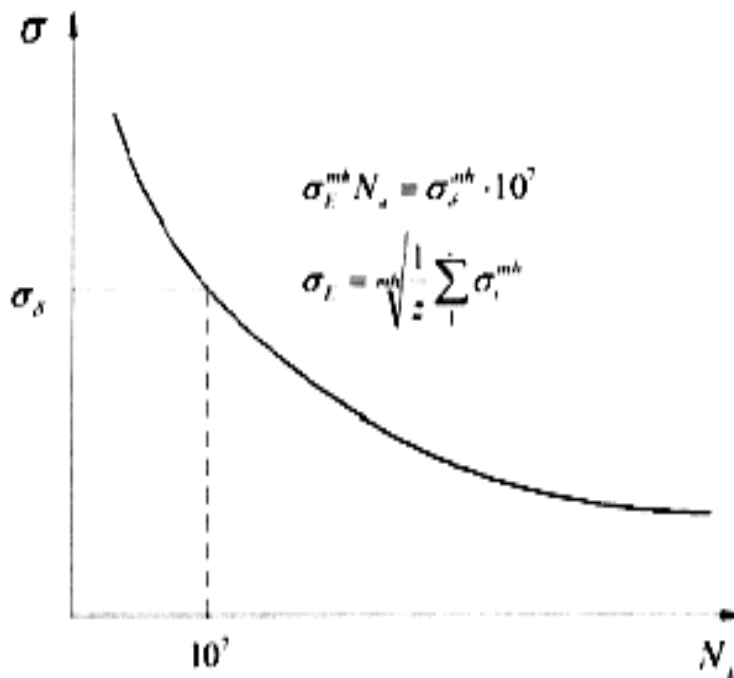


Рис. 1. Кривая контактной выносливости материала по Пальмгрену

Однако расчет долговечности подшипника по приведенным динамическим нагрузкам не позволяет учесть реальные условия эксплуатации подшипников в изделиях авиационной техники. К ним относятся реальные значения рабочих диаметральных зазоров, перекосы колец подшипника, деформации тонкостенных деталей подшипниковых узлов и специальные профили рабочих поверхностей подшипников. В этой связи расчет долговечности авиационных подшипников целесообразно выполнять по контактным напряжениям.

Для выполнения расчетов долговечности подшипников по контактным напряжениям необходимо знание характеристик кривой контактной выносливости подшипниковых материалов, показанной на рис.2.

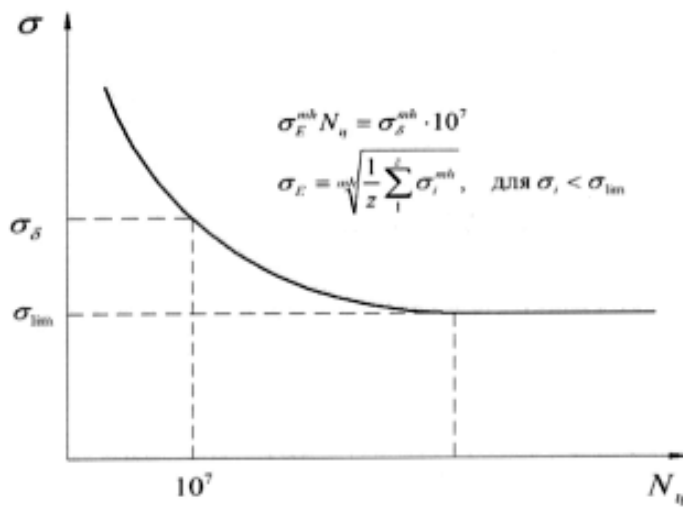


Рис. 2. Кривая контактной выносливости подшипниковых сталей

В качестве базового примем напряжение при $N_q = 10^7$. Тогда уравнение кривой выносливости можем представить в виде: $N_q \sigma_{E_i}^{m_b} = 10^7 \sigma_s^{m_b}$.

Здесь N_q - число циклов изменения напряжений, m_b - экспериментальный показатель степени.

Расчеты для стандартных радиальных однорядных шариковых подшипников с использованием значений динамической грузоподъемности дают значения базовых контактных напряжений $\sigma_{0b} = 2443...4036 \text{ МПа}$.

Необходимо отметить, что при определении величин динамической грузоподъемности роликовых подшипников вводится понижающий коэффициент, учитывающий кромочные эффекты в распределении напряжений по длине ролика. Без учета указанного понижающего коэффициента значения базовых контактных напряжений для роликовых подшипников могут достигать 3005...3470 МПа.

Полученные значения позволяют выполнять расчет долговечности подшипников при любых условиях вращения, а также перекосе колец.

Фирма SKF нагрузку, соответствующую пределу выносливости включила в каталог своих подшипников [2]. Эта нагрузка пропорциональна величине статической грузоподъемности подшипника.

Расчеты с учетом данных по статической грузоподъемности стандартных роликовых подшипников дают значения: $\sigma_{lim} = 729...1019 \text{ МПа}$.

Расчеты для стандартных шариковых подшипников дают значения:

$$\sigma_{lima} = 891...1269 \text{ МПа}.$$

Значения эквивалентных напряжений определяются по формулам:

$$\sigma_{Ea} = \sqrt[n_b]{\frac{1}{z} \cdot \sum_{i=1}^z (\sigma_{ai}^{m_b} / \phi_{ai})} - \text{для вращающихся колец};$$

$$\sigma_{Ea} = \sqrt[n_b]{\frac{1}{z} \cdot \sum_{i=1}^z (\sigma_{ai}^{m_b} / \phi_{ai})} - \text{для не вращающихся колец}.$$

Здесь показатели степеней для вращающихся и не вращающихся колец определяются на основе экспериментальных исследований.

При суммировании напряжений по приведенным формулам исключаются напряжения меньше напряжений, соответствующих пределу контактной выносливости: $\sigma_{ai} < \sigma_{lima}$ и $\sigma_{ni} < \sigma_{limn}$.

Здесь: σ_{ai}, σ_{ni} - напряжения в контактах роликов с внутренним и наружным кольцами; ϕ_{ai}, ϕ_{ni} - коэффициенты, зависящие от толщин смазочных слоев в контактах.

С использованием уравнения кривой выносливости число циклов изменения напряжений до разрушения каждого из колец и долговечность их по выкрашиванию L_{ho} и L_{hv} определяются по [3].

Долговечность подшипника с учетом вероятности разрушения любого из колец определим по формуле: $L_h = (L_{ho}^{-1,11} + L_{hv}^{-1,11})^{-0,9}$ - для шарикового подшипника и $L_h = (L_{ho}^{-1,125} + L_{hv}^{-1,125})^{-8/9}$ - для роликовых.

Если подшипник работает при ступенчато изменяющихся режимах, при изменении в которых ступенчато изменяются нагрузки и частота вращения, эквивалентная долговечность определяется по формуле:

$$L_h = \left(\sum_{j=1}^J \frac{t_j}{t_h} (L_{hj})^{-l} \right)^{-1/l}$$

Здесь: J - число режимов работы; t_j/t_h - относительная продолжительность работы на j -том режиме; L_{hj} - расчетная долговечность на j -том режиме.

При этом долговечность L_{hj} на j -том режиме должна определяться с учетом условий смазывания на этом режиме и влияния центробежных сил.

В качестве примера рассмотрим результаты расчета межвального роликового подшипника 5-272822P2 при следующих исходных данных:

- габаритные размеры $d = 110$ мм, $D = 140$ мм и $B = 19$ мм;

- диаметр ролика $D_w = 8$ мм, длина $l_w = 10$ мм;

- ролики бомбинированные с длиной цилиндрического участка $l_c = 1+5$ мм и бомбиной $\Delta_\phi = 0,002 \div 0,012$ мм.

Число роликов $z = 34$. Рассматриваются ролики с различным профилем бомбины.

Частота вращения внутреннего кольца $n_n = 10200$ об./мин., наружного - $n_u = 13300$ об./мин.

Радиальная нагрузка на подшипник $F_r = 7$ кН и 14 кН.

Распределение нагрузки между роликами при перекосе колец рассмотрим при симметричном расположении роликов относительно линии действия радиальной нагрузки. Методика расчета приведена в [3].

На рисунке 3 - приведены результаты расчета распределения нагрузки по роликам подшипника 5-272822P2 с роликами, имеющими различную форму бомбины при рабочем значении радиального зазора $g = 0,01$ мм. Величина бомбины у всех профилированных роликов была принята $\Delta_\phi = 0,004$ мм, длина цилиндрического участка - $l_c = 1$ мм.

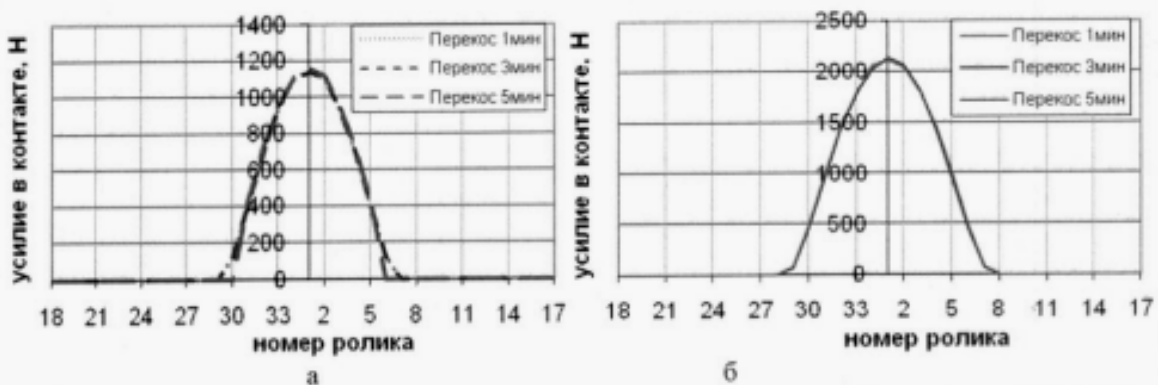


Рис.3. Распределение нагрузки по телам качения подшипника с роликами и внутренним кольцом, имеющими бомбину логарифмического профиля:

а - при нагрузке $F_r = 7$ кН; б - при нагрузке $F_r = 14$ кН

Результаты расчетов показали незначительное влияние перекоса колец на распределение радиальной нагрузки по телам качения. В связи с этим при расчетах долговечности подшипников по нагрузкам получается незначительное влияние перекоса. Вместе с тем, как показано на рис.4 перекоос колец оказывает существенное влияние на распределение нагрузки и напряжений по линии контакта роликов с кольцами.

На рис. 4 приведены для сравнения результаты расчета распределения напряжений в контакте ролика с внутренним кольцом для двух вариантов формы бомбины при $\Delta_\phi = 0,012$ мм.

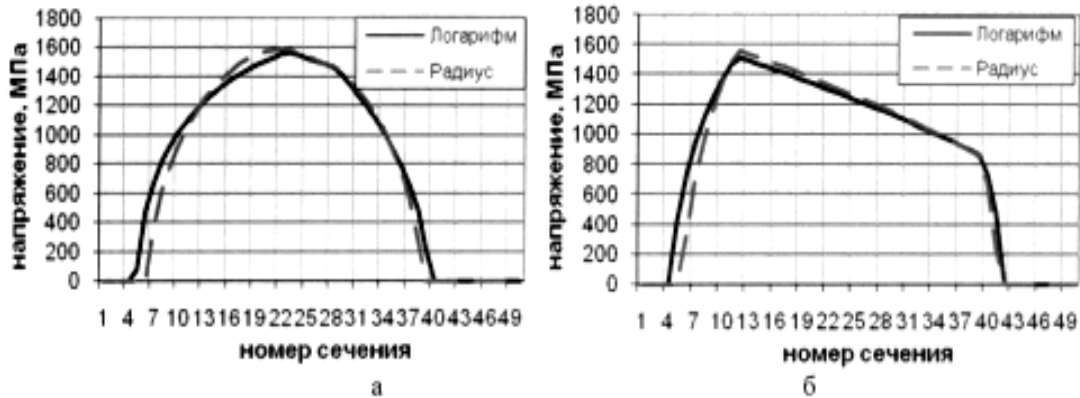


Рис. 4. Распределение напряжений в контакте ролика двух типов с внутренним кольцом: а – при $l_c = 1$ мм; б – при $l_c = 5$ мм

Видно незначительное расхождение величин напряжений. Максимальное значение напряжения для ролика с радиусной бомбиной $\sigma_{\text{те}} = 1584,7$ МПа, для ролика с логарифмическим профилем бомбины - $\sigma_{\text{те}} = 1565,4$ МПа. При увеличении угла перекоса колец нагрузка смещается к кромке ролика.

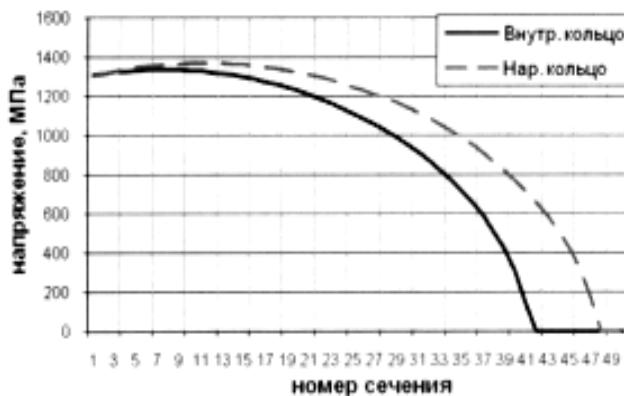


Рис. 5. Распределение напряжений при $l_c = 1$ мм, $\Delta_\phi = 0,002$ мм и $\Theta = 4'$

На рис. 5 приведены результаты расчетов напряжений в контакте ролика с внутренним и наружным кольцами при перекосе $\Theta = 4'$ и небольшой величине бомбины. Видно, что нагрузка распределяется почти по всей длине ролика.

При этом максимальные значения напряжений в контакте с внутренним кольцом составили 1338,0 МПа, в контакте с наружным кольцом – 1370,4 МПа.

Напряжения в контакте с внутренним кольцом больше, чем с наружным вследствие действия центробежной силы ролика.

Протяженность зоны нагружения в контакте с наружным кольцом больше, так как меньше угол перекоса ролика относительно наружного кольца.

При расчетах долговечности эквивалентные напряжения для вращающихся и не вращающихся колец выполняется с учетом вероятности разрушения в нескольких сечениях по длине линии контакта роликов.

На рис. 6 приведены графики зависимостей долговечности от величины перекоса колец для профилированного ролика и не профилированного (с цилиндрической формой беговой дорожки) внутреннего кольца. Видно, что с увеличением перекоса долговечность подшипника уменьшается. При этом наиболее существенное снижение долговечности наблюдается у цилиндрического, не бомбинированного, ролика.

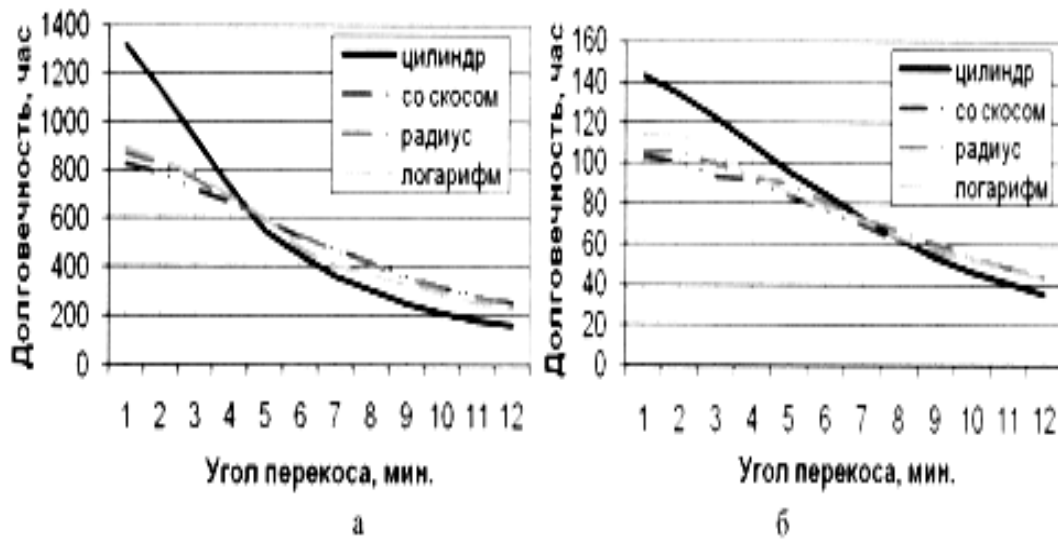


Рис. 2.30. Зависимость долговечности подшипника от угла перекоса при не профилированном внутреннем кольце:

а – при $F_r = 7 \text{ кН}$; б – при $F_r = 14 \text{ кН}$

Вместе с тем при отсутствии перекоса или незначительной его величине (в рассмотренном примере до 3 минут) долговечность подшипника с цилиндрическими роликами более высокая.

По результатам наших исследований можно сделать вывод, что расчет долговечности роликового подшипника при перекосах колец необходимо выполнять по базовым контактным напряжениям с учетом предела контактной выносливости подшипниковых материалов. При этом необходимо применение бомбинированных роликов. Величина и форма бомбины должны устанавливаться в зависимости от условий эксплуатации.

Литература

1. Черменский О.Н., Федотов Н.Н. Подшипники качения: Справочник – каталог. – М.: Машиностроение, 2003. – 576с.; ил.
2. SKF. Общий каталог. Изд. СКФ, 1989. – 976 с.
3. Макаруч В. В. Разработка методов расчета и проектирования высокоскоростных межвальных роликовых подшипников. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П.Королева. Самара, 2009 – 165 с.; ил.