

УДК 658.562.017.7

П.Д. ЖЕМАНИЮК¹, И.Л. ГЛИКСОН¹, Н.И. ПЕТРОВ², С.И. ШАНЬКИН¹

¹ОАО «Мотор Сич», Запорожье, Украина

²ФГУП ЦИАМ им. П.И. Баранова, Москва, Россия

ОБОСНОВАНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Предложена расчетно-экспериментальная методика оценки долговечности шарикоподшипника по пересчету фактической наработки такого же подшипника, достигнутой при испытаниях в составе другого двигателя в отличающихся условиях нагружения – при других нагрузках и частотах вращения. Выполнена верификация предложенной методики на примере обоснования работоспособности шарикоподшипника, установленного в опоре одного ротора с использованием достигнутой наработки такого же шарикоподшипника, установленного в опоре второго ротора двухроторного вспомогательного двигателя.

долговечность, ресурс, наработка, ротор, шарикоподшипник, испытание, характеристика, параметр

Конструирование и доводка узлов опор роторов при проектировании двигателя – трудоемкий процесс. С целью снижения расходов целесообразно, при возможности, использовать подшипник, имеющий положительный опыт эксплуатации на двигателе и отвечающий требованиям по условиям нагружения. В этом случае возникает необходимость обоснования работоспособности этого (базового) подшипника в других условиях работы на проектируемом двигателе. Для решения этой задачи может быть использована предложенная расчетно-экспериментальная методика.

Оценка долговечности подшипника в соответствии с расчетно-экспериментальной методикой включает следующее:

– определение ожидаемых условий работы и параметров, необходимых для расчета (эквивалентная динамическая радиальная нагрузка, приведенная частота вращения, контактные напряжения на рабочей поверхности наружного кольца, параметр $d_m \cdot n$, наработка базового подшипника и пр.);

– расчет прогнозируемой долговечности в ожидаемых условиях работы подшипника по формуле:

$$t_n = t_{\bar{\sigma}} \cdot K_1 \cdot K_2, \quad (1)$$

где t_n – прогнозируемая долговечность подшипника;

$t_{\bar{\sigma}}$ – фактическая достигнутая долговечность (или наработка) базового подшипника;

K_1 – коэффициент, учитывающий отличие нагрузок базового и проектируемого подшипника.

При этом при ограничении долговечности подшипника по контактной прочности (для высокооборотных подшипников $d_m \cdot n > 2 \cdot 10^6$):

$$K_1 = \left(\frac{\sigma_{k \bar{\sigma}}}{\sigma_{k n}} \right)^{10}, \quad (2)$$

где $\sigma_{k \bar{\sigma}}$, $\sigma_{k n}$ – контактные напряжения соответственно по наружному кольцу базового и проектируемого подшипника.

При ограничении долговечности подшипника по эквивалентной динамической радиальной нагрузке:

$$K_1 = \left(\frac{P_{\bar{\sigma}}}{P_n} \right)^3, \quad (3)$$

где $P_{\bar{\sigma}}$, P_n – эквивалентная динамическая радиальная нагрузка соответственно базового и проектируемого подшипника;

$K_2 = \frac{n_{\bar{\sigma}}}{n_n}$ – коэффициент, учитывающий частоту

вращения роторов;

$n_{\bar{\sigma}}$, n_n – частота вращения базового и проектируемого подшипника.

Верификация предложенной методики проведена при доводке двухроторного вспомогательного двигателя (далее ВД), в роторах которого использован один типоразмер шарикоподшипника. Схема установки шарикоподшипников в опорах ротора 1 и 2 ВД полностью идентична и приведена на рис. 1.

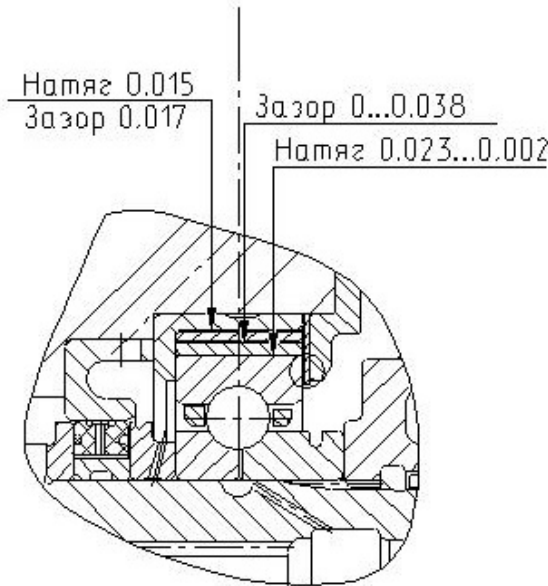


Рис. 1. Конструкция опоры роторов 1 и 2 с подшипником 74-126708P

Условия работы (параметры нагружения) шарикоподшипников приведены в табл. 1.

Как видно из таблицы 1 величины расчетных контактных напряжений близки ($180, 190 \text{ кгс/мм}^2$) и существенно ниже допустимых контактных напряжений $[\sigma_k] = 300 \text{ кгс/мм}^2$, параметр $d_m \cdot n$ превышает $2 \cdot 10^6 \text{ мм} \cdot \text{об/мин}$, а долговечность шарикоподшипников ограничена контактной прочностью. При этом при заданных условиях работы определенные по методике [1] величины ресурсов подшипников составляют $500 - 700 \text{ ч}$, что существенно отличается от требований ТЗ на ВД – межремонтный ресурс и ресурс до первого капитального ремонта – 4000 часов . Отсюда актуальность поиска путей обоснования ресурса шарикоподшипников роторов проектируемых опор ВД. К тому же при проработке варианта увеличения долговечности подшипников путем уменьшения осевого усилия, например, в два раза,

установлена невозможность достижения требуемого ресурса (рис. 2).

Таблица 1

Условия работы шарикоподшипников 74-126708P в опорах роторов 1 и 2 ВД

№ п/п	Параметр	Единица измерения	Ротор 1	Ротор 2
1	Осевая нагрузка	кгс	288	150
2	Радиальная нагрузка	кгс	4,7	8
3	Частота вращения	об/мин	38880	48660
4	Контактные напряжения ¹	кгс/мм ²	$\frac{190}{189}$	$\frac{156}{180}$
5	$d_m \cdot n \cdot 10^{-6}$	мм·об/мин	2,12	2,65
6	Расчетная долговечность: – по Пальмгрену – по контактной прочности	ч	567	3500
			632	867
7	Радиальный зазор в собранном состоянии	мм	0,013	0,015

Примечание: ¹ – в числителе – по внутреннему кольцу шарикоподшипника, в знаменателе – по наружному.

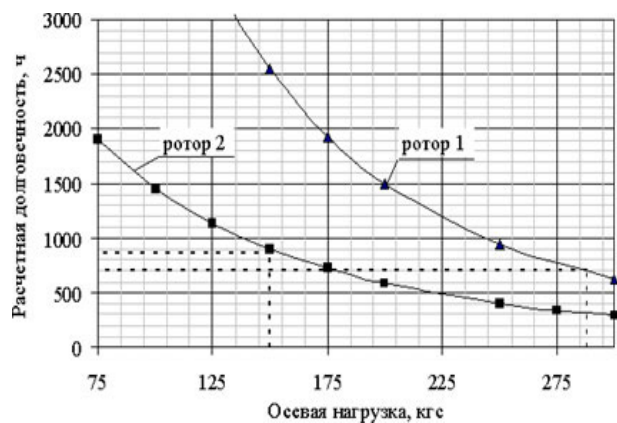


Рис. 2. Зависимость расчетной долговечности шарикоподшипника 74-126708P от величины осевой нагрузки

Поскольку при контроле деталей подшипников (в процессе неизбежных, обусловленных доводкой двигателя разборках при проведении стендовых испытаний) установлено удовлетворительное состоя-

ние подшипника в опоре ротора 1, было принято решение о его испытании до наработки 1500 – 2000 ч, а в дальнейшем и более.

Как видно из составленной для предварительного анализа табл. 2, большая часть (70%) наработки шарикоподшипника в опоре ротора 1 реализована при испытаниях по эксплуатационной программе.

Таблица 2

Условия нагружения и наработка шарикоподшипников при стендовых испытаниях двигателя

Обозначение ротора	Наработка, ч				Приведенная частота вращения ротора, об/мин	Приведенная осевая нагрузка, кг
	Общая по эксплуатационной программе	По ЭЦИ	По др. программам	Всего режимная/общая		
1	739	–	327	970/1066	36800	282
2	1032	385	–	1266/1417	49830	156

Таблица 3

Оценка долговечности по контактным напряжениям подшипника в опоре ротора 2 по результатам длительных стендовых испытаний подшипника в опоре ротора 1

Параметры испытания подшипника в опоре ротора 1			Расчетно-экспериментальная долговечность подшипника в опоре ротора 2		
Частота вращения, об/мин	σ_k , кгс/мм ²	Наработка, ч	K_2	K_1	Долговечность, ч
36800	$\frac{187,9}{185,7}$	1066	0,756	1,365	1100

Выполнена оценка прогнозируемой долговечности шарикоподшипника в опоре ротора 2 с учетом фактически достигнутой наработки шарикоподшипника в опоре ротора 1.

Результаты оценки долговечности подшипника ротора 2 по расчетно-экспериментальной методике приведены в табл. 3. Как видно из таблицы прогнозируемая долговечность подшипника в опоре ротора 2 составила более 1100 часов.

Такой вывод подтвержден удовлетворительными результатами испытания подшипника в опоре ротора 2, имеющего наработку более 1400 часов (табл. 2).

Предложена расчетно-экспериментальная методика оценки долговечности подшипника, включающая использование фактической наработки подшипника того же типоразмера, работающего в отличающихся (иных) условиях нагружения.

Выполнена верификация предложенной методики на примере оценки ресурса подшипника в опоре одного ротора с использованием достигнутой наработки такого же подшипника в опоре второго ротора двухроторного ВД.

Заключение о корректности предложенной методики оценки долговечности подшипников может быть сделано по достижении базовым подшипником состояния, препятствующего его дальнейшей эксплуатации.

Литература

1. Методика расчетной оценки долговечности подшипников качения авиационных двигателей и их агрегатов, требования к конструктивным параметрам опор: Технический отчет. – Москва: ЦИАМ, 1996.

Поступила в редакцию 28.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. А.Я. Качан, Запорожский национальный технический университет, Запорожье.