

УДК 621.822.6

РАСЧЁТ ДВУХРЯДНОГО ШАРИКОВОГО ПОДШИПНИКА, НАГРУЖЕННОГО УСИЛИЯМИ И МОМЕНТОМ

© 2013 Е.П. Жильников, К.К. Пилла

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва
(национальный исследовательский университет)

Поступила в редакцию 27.02.2013

В работе излагается методика расчёта двухрядного радиально-упорного шарикового подшипника, нагруженного радиальной и осевой нагрузками и моментом. Приводятся результаты расчётов подшипников трансмиссии вертолёта.

Ключевые слова: подшипники шариковые двухрядные, нагрузки, контактные напряжения, деформация, долговечность.

В опоре автомата перекоса несущего винта, а также в опоре рулевого винта вертолёта установлены двухрядные шариковые подшипники.

Общие виды узлов, в которых установлены подшипники, показаны на рис. 1 и 2.

Подшипники собираются с преднатягом за счет подшлифовки торцов внутренних колец. При этом контролируется момент сопротивления вращению подшипника.

По техническим требованиям в рабочих условиях подшипники нагружаются осевым и радиальными усилиями и опрокидывающим моментом. В этой связи при разработке методики расчета подшипника следует предусмотреть осевую, радиальную и моментную нагрузки как в [1].

Двухрядные радиально-упорные подшипники работают при небольших скоростях вращения. Однако при осевой нагрузке происходит разгрузка одного из рядов, и тогда нагрузки и углы контактов шариков в этом ряду будут определяться центробежными силами. В связи с этим при расчетах подшипников целесообразно учитывать центробежные силы шариков.

Общий вид подшипника в сборе приведен на рисунке 3. Оба ряда подшипника имеют одинаковые номинальные размеры. Однако с учетом допускаемых отклонений углы контакта шариков и смещения колец при затяжке можно определять расчетом каждого ряда.

Величину начального угла контакта определим по формуле:

$$\alpha_0 = \arccos(1 - g/2R_m).$$

Здесь g – радиальный зазор в подшипнике, а величина R_m определяется по формуле

$R_m = R_g + R_n - D_w$, в которой D_w – диаметр шарика, R_g и R_n – радиусы желобов внутреннего и наружного колец.

При перекосе колец возможно выкатывание шариков на кромку замка наружного или внутреннего кольца. Угол контакта шарика с кромкой замка определится по формуле:

$\alpha_{zn} = \arccos(1 - (D_n - D_z)/2R_n)$ – для наружного кольца;

$\alpha_{zg} = \arccos(1 - (d_z - d_g)/2R_g)$ – для внутреннего кольца.

Здесь: d_g и D_n – диаметры по дну желоба внутреннего и наружного колец; d_z и D_z – диаметры замка на противоположных торцах внутреннего и наружного колец.

В связи со значительным изменением величин углов контакта шариков с кольцами следует учитывать при расчете подшипника изменение радиусов кривизны в контактах. При расчетах по компьютерным программам удобно пользоваться зависимостями, приведенными в работе [2].

При предварительной затяжке внутренних колец все шарики загружаются равномерно и углы контакта с внутренним и наружным кольцами будут одинаковыми. При этом силовые и геометрические соотношения для отдельного шарика без учета деформаций колец при посадке будут определяться для каждого ряда, как показано на рис. 4.

При недостаточной величине усилия предварительной затяжки в рабочих условиях под действием осевой нагрузки возможна полная разгрузка одного ряда шариков. В этом случае второй ряд шариков будет нагружаться только внешней осевой нагрузкой подшипника.

По техническим условиям при сборке подшипника необходимо обеспечить заданный момент сопротивления вращению. Контроль осуществляется по моменту трения на наружном кольце.

Жильников Евгений Петрович, кандидат технических наук, профессор кафедры основ конструирования машин. E-mail: okt@ssau.ru

Пилла Кловис Коие, магистр, аспирант кафедры основ конструирования машин. E-mail: pillaclovvis@gmail.com

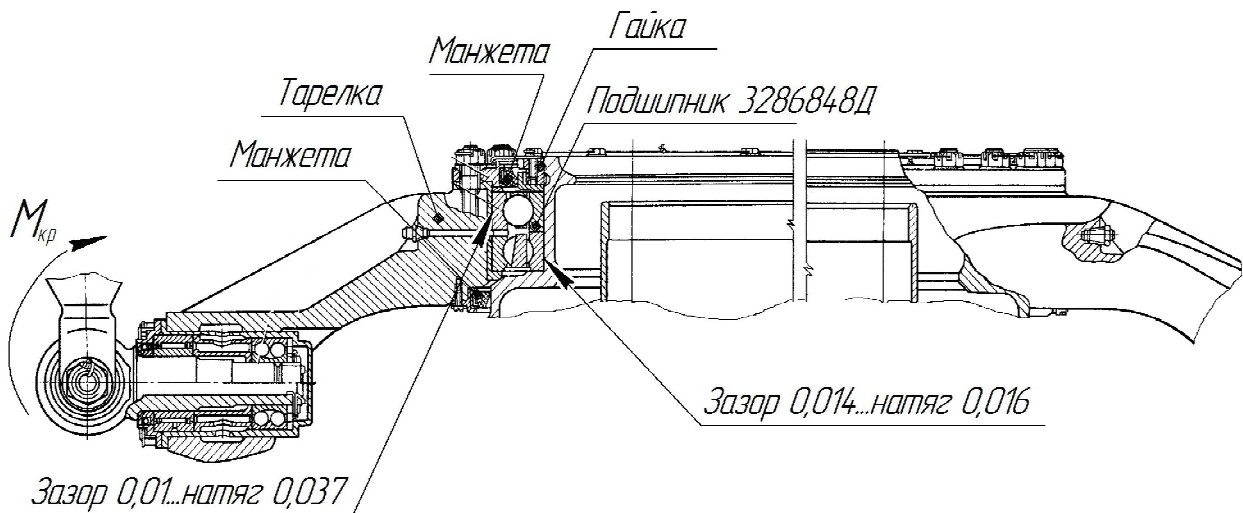


Рис. 1. Схема автомата перекоса несущего винта вертолета

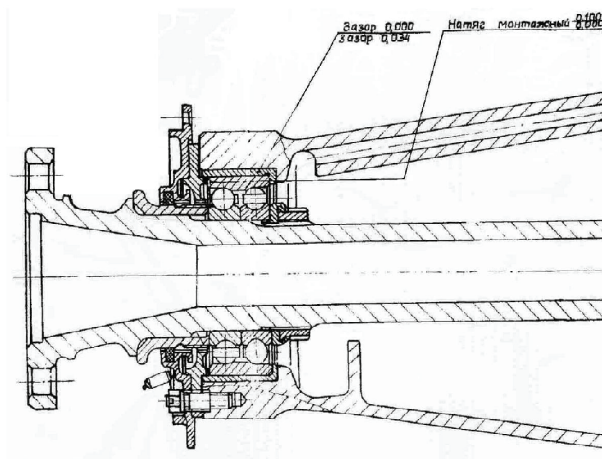


Рис. 2. Схема опоры вала рулевого винта вертолета

В контакте шарика с наружным кольцом имеется качение с верчением.

Момент трения качения для каждого ряда шариков определим по известной зависимости [3]:

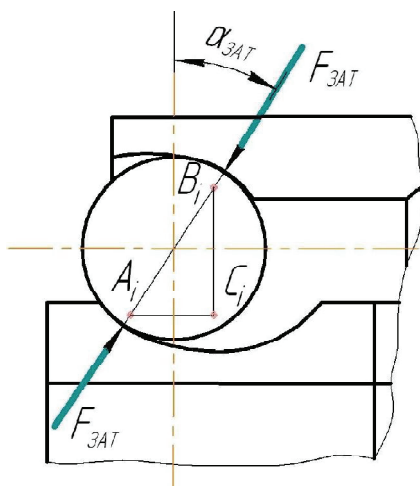


Рис. 4. Силевые и геометрические соотношения при затяжке

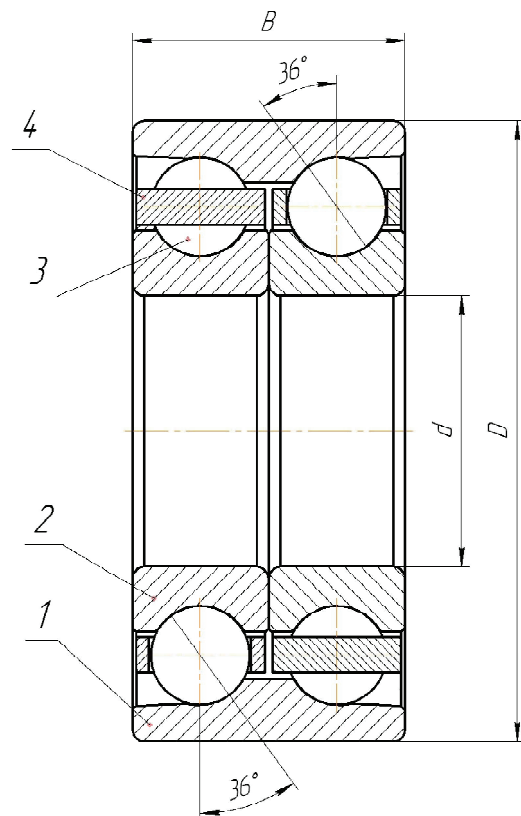


Рис. 3. Общий вид подшипника

$$M_{\text{кач}} = f_k F_{\text{зат}} / \operatorname{tg} \alpha_{\text{зат}}.$$

Момент трения верчения на эллиптической площадке контакта определим по [5]:

$$T_{\text{верч}} = 3\pi \cdot f \cdot F_{\text{зат}} \cdot a_n \cdot S / (16(1 + m)).$$

Здесь f_k и f – коэффициенты трения качения и скольжения в контакте [3], a_n и b_n – размеры полуосей площадки контакта шарика с желобом наружного кольца.

При приближенных вычислениях S – значение сходящегося ряда, вычисляемого по формуле:

$$S = 1 + \frac{m^2}{2^2} + \frac{m^4 \cdot 1^2}{2^2 \cdot 4^2} + \frac{m^6 \cdot 1^2 \cdot 3^2}{2^2 \cdot 4^2 \cdot 6^2} + \dots$$

Здесь $m = (a_n - b_n)/(a_n + b_n)$.

Пренебрегая при малых скоростях вращения сопротивлением на перемешивание воздушно-масляной среды и сопротивлением сепаратора, общий момент сопротивления вращению для одного ряда шариков можно определить суммированием: $M_{сопр} = M_{кач} + T_{верч}$.

Момент сопротивления вращению наружного кольца при затяжке будет равен $M_{сопр} = M_{сопр1} + M_{сопр2}$

Если момент сопротивления вращению превышает заданный техническими требованиями, необходимо уменьшить усилие предварительной затяжки.

Значения посадочных натягов колец изменяются вследствие теплового и центробежного расширения деталей подшипникового узла. Расчет деформаций колец от центробежного расширения и посадочных натягов внутреннего кольца выполняется, как показано в [4].

В рабочих условиях в связи с деформациями колец от теплового и центробежного расширения, а также от посадочных натягов рабочие характеристики подшипника, включая радиальные зазоры и углы контакта каждого ряда, и усилие затяжки внутренних колец будут изменяться.

Увеличение диаметров колец и шариков вследствие теплового расширения определится зависимостями, приведенными в [5].

При нагружении подшипника происходят радиальное и осевое перемещения, а также поворот внутреннего кольца относительно наружного. Изменения осевого и радиального смещений при перекосе кольца зависят от углового положения φ рассматриваемого шарика относительно линии действия радиальной нагрузки.

Силовые и геометрические соотношения для шарика, расположенного под произвольным углом φ , показаны на рис. 5 и 6.

При отсутствии контакта с внутренним кольцом принимаем:

$$F_{\theta i} = 0; F_{\eta i} = F_c; \sigma_{\eta i} = \sigma_c$$

$$\alpha_{\theta i} = \arctg(S_i / (H_i - R + 0,5D_w - \delta_c))$$

При наличии контакта шарика с внутренним кольцом геометрические и силовые соотношения по рисунку 6 будут иметь вид:

$$\frac{F_{\theta i}}{\sin \alpha_{\eta i}} = \frac{F_{\eta i}}{\sin \alpha_{\theta i}} = \frac{F_c}{\sin(\alpha_{\theta i} - \alpha_{\eta i})};$$

$$(R_g - 0,5D_w + \delta_g) \sin \alpha_{\theta i} +$$

$$(R_n - 0,5D_w + \delta_n) \sin \alpha_{\eta i} = S_i;$$

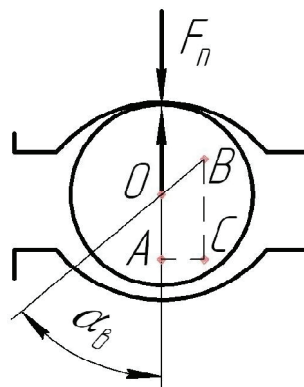


Рис. 5. Силовые и геометрические соотношения для шарика, при отсутствии контакта с внутренним кольцом

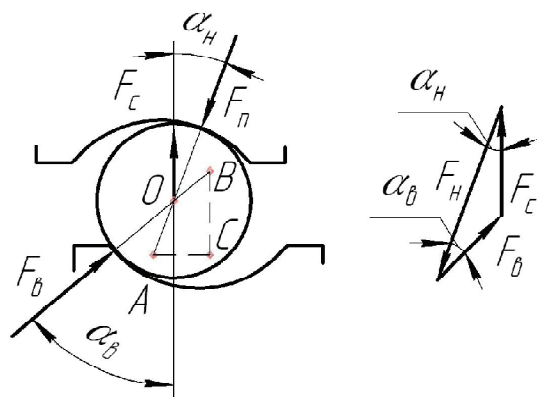


Рис. 6. Силовые и геометрические соотношения для шарика, при наличии контакта с внутренним кольцом

$$(R_g - 0,5D_w + \delta_g) \cos \alpha_{\theta i} +$$

$$(R_n - 0,5D_w + \delta_n) \cos \alpha_{\eta i} = H_i.$$

Здесь: $F_{\theta i}, F_{\eta i}$ – усилия в контактах; F_c – центробежная сила; $\alpha_{\theta i}, \alpha_{\eta i}$ – углы контакта; δ_g, δ_n – деформации в контактах; S_i, H_i – осевое и радиальное смещения центров желобов колец в рассматриваемом сечении.

Полученная система уравнений решается относительно углов контакта методом Ньютона.

При известных значениях усилий и углов контакта шариков с кольцами нагрузки подшипника определяются из условия равновесия внутреннего кольца:

$$F_r = \sum_{i=1}^z F_{1\theta i} \cos \alpha_{1\theta i} \cos \varphi +$$

$$\sum_{i=1}^z F_{2\theta i} \cos \alpha_{2\theta i} \cos \varphi$$

$$\text{и } F_a = \sum_{i=1}^z F_{1\theta i} \sin \alpha_{1\theta i} - \sum_{i=1}^z F_{2\theta i} \sin \alpha_{2\theta i}.$$

Усилия в контакте шариков нагруженного ряда с кольцами создают опрокидывающий момент. Действующий на внутреннее кольцо со стороны шарика момент определим по формуле:

$$M_{01i} = F_{1\epsilon i} \cdot D_{0\epsilon} (\sin \alpha_{1\epsilon i}) / 2,$$

где $D_{0\epsilon}$ – диаметр по центрам желоба внутреннего кольца.

Усилия в контакте шариков разгруженного ряда с кольцами также создают опрокидывающий момент, действующий на внутреннее кольцо:

$$M_{02i} = F_{2\epsilon i} \cdot D_{0\epsilon} \sin \alpha_{2\epsilon i} / 2.$$

При симметричном расположении шариков условие равновесия кольца под действием момента будет иметь вид:

$$M = \left(\sum_{i=1}^z F_{1\epsilon i} \sin \alpha_{1\epsilon i} - \sum_{i=1}^z F_{2\epsilon i} \sin \alpha_{2\epsilon i} \right) \cdot D_{0\epsilon} \cos \varphi / 2.$$

Приведенная система уравнений равновесия и ранее приведенных геометрических соотношений позволяет определить перекося и смещения колец, а также распределение усилий и углов контакта в подшипнике.

Решение системы уравнений выполняется численно комбинированным методом. Во внутреннем цикле при принятом значении перекося ψ определяются радиальное S_r и осевое S_a смещения колец из решения методом Ньютона системы двух нелинейных уравнений:

$$\Phi_1(S_r, S_a, \psi) \equiv F_r - \sum_{i=1}^z F_{1\epsilon i} \cos \alpha_{1\epsilon i} \cos \varphi - \sum_{i=1}^z F_{2\epsilon i} \cos \alpha_{2\epsilon i} \cos \varphi = 0$$

$$\Phi_2(S_r, S_a, \psi) \equiv F_a - \sum_{i=1}^z F_{1\epsilon i} \sin \alpha_{1\epsilon i} + \sum_{i=1}^z F_{2\epsilon i} \sin \alpha_{2\epsilon i} = 0.$$

Затем во внешнем цикле методом хорд уточняется значение угла перекося ψ из решения уравнения:

$$\Phi_3(S_r, S_a, \psi) \equiv M - \left(\sum_{i=1}^z F_{1\epsilon i} \sin \alpha_{1\epsilon i} - \sum_{i=1}^z F_{2\epsilon i} \sin \alpha_{2\epsilon i} \right) \cdot D_{0\epsilon} \cos \varphi / 2 = 0.$$

После определения усилий и углов контакта вычисляются для всех шариков размеры площадки контакта с внутренним и наружным кольцами. Вычисляются расстояния от края площадки контакта до кромки бортика и проверяются условия отсутствия выкатывания шариков на кромки бортиков колец или замка.

Долговечность подшипника определяется по контактной выносливости с учетом вероятности разрушения двух рядов.

После определения усилий и углов контакта шариков с кольцами вычисляются контактные напряжения: $\sigma_{\epsilon 1i}$, $\sigma_{\epsilon 1i}$, $\sigma_{\epsilon 2i}$, $\sigma_{\epsilon 2i}$ и размеры полуосей эллипсов контакта $a_{\epsilon 1i}$, $a_{\epsilon 2i}$, $a_{\epsilon 1i}$ и $a_{\epsilon 2i}$, как показано ранее.

Долговечности каждого из желобов колец находятся по уравнению контактной выносливости [5]:

$$N_{\epsilon 1} = 10^7 (\sigma_{\epsilon 1} / \sigma_{E\epsilon 1})^9;$$

$$N_{\epsilon 2} = 10^7 (\sigma_{\epsilon 2} / \sigma_{E\epsilon 2})^9;$$

$$N_{\epsilon 1} = 10^7 (\sigma_{\epsilon 1} / \sigma_{E\epsilon 1})^9;$$

$$N_{\epsilon 2} = 10^7 (\sigma_{\epsilon 2} / \sigma_{E\epsilon 2})^9.$$

Здесь: $\sigma_{\epsilon 1}$, $\sigma_{\epsilon 2}$ – базовые контактные напряжения, соответствующие 10^7 циклов перемены контактных напряжений для внутреннего и наружного колец; $\sigma_{E\epsilon 1}$, $\sigma_{E\epsilon 2}$, $\sigma_{E\epsilon 1}$, $\sigma_{E\epsilon 2}$ – значения эквивалентных контактных напряжений для соответствующих желобов колец.

Для вращающегося внутреннего кольца эквивалентные напряжения определяются на основе теории линейного суммирования повреждений:

$$\sigma_{E\epsilon 1} = \sqrt[9]{\frac{1}{z} \sum_{i=1}^z \sigma_{\epsilon 1i}^9} \text{ и } \sigma_{E\epsilon 2} = \sqrt[9]{\frac{1}{z} \sum_{i=1}^z \sigma_{\epsilon 2i}^9},$$

где $\sigma_{\epsilon 1i}$ и $\sigma_{\epsilon 2i}$ – расчетные напряжения в контакте данного шарика с желобом в плоскости, проходящей через центр площадки контакта максимально нагруженного шарика, как показано в [5].

Для неподвижного наружного кольца эквивалентные напряжения находим по зависимостям:

$$\sigma_{E\epsilon 1} = \sqrt[10]{\frac{1}{z} \sum_{i=1}^z \sigma_{\epsilon 1i}^{10}} \text{ и } \sigma_{E\epsilon 2} = \sqrt[10]{\frac{1}{z} \sum_{i=1}^z \sigma_{\epsilon 2i}^{10}}.$$

При суммировании учитываются только напряжения, превышающие предел контактной выносливости:

$$\sigma_{\epsilon 1i} > \sigma_{H \lim}, \sigma_{\epsilon 2i} > \sigma_{H \lim}, \sigma_{\epsilon 1i} > \sigma_{H \lim} \text{ и } \sigma_{\epsilon 2i} > \sigma_{H \lim}.$$

Зная число циклов нагружения до разруше-

ния, долговечность соответствующих желобов колец определяем по зависимостям:

$$L_{h\phi 1} = \frac{N_{\phi 1}}{60 z(n - n_0)}; L_{h\phi 2} = \frac{N_{\phi 2}}{60 z(n - n_0)};$$

$$L_{hn 1} = \frac{N_{hn 1}}{60 z(n - n_0)}; L_{hn 2} = \frac{N_{hn 2}}{60 z(n - n_0)}.$$

Здесь: z – число шариков в одном ряду, n и n_0 – частоты вращения внутреннего кольца и сепаратора.

Используя известные соотношения, долговечность подшипника в целом определяется по формуле:

$$L_h = \left(L_{h\phi 1}^{-1,11} + L_{h\phi 2}^{-1,11} + L_{hn 1}^{-1,11} + L_{hn 2}^{-1,11} \right)^{-0,9}.$$

Для стороны желоба, не имеющей контакта с шариками, соответствующее отношение $L_{hj}^{-1,11}$ принимается равным нулю.

В качестве примера рассмотрим двухрядный шариковый подшипник 286896, установленный в автомате перекося несущего винта вертолета МИ. Геометрические размеры подшипника определяем по чертежу.

Частота вращения подшипника $n = 132$ об./мин., осевая нагрузка $F_a = 13,35$ кН, радиальная нагрузка $F_r = 5,0$ кН. Усилие предварительной затяжки внутренних полуколец определялось в зависимости от начального значения зазора между торцами внутренних полуколец.

На рис. 7 – 9 приведены результаты расчета подшипника.



Рис. 7. Зависимость усилия затяжки подшипника 286896 от зазора между внутренними кольцами

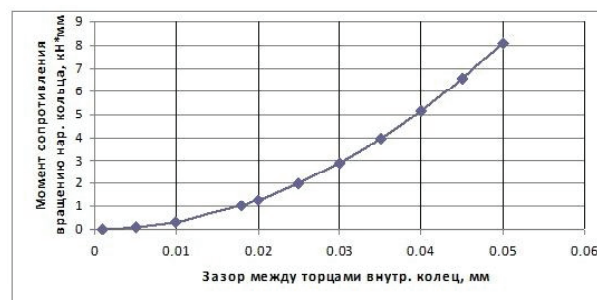


Рис. 8. Зависимость момента сопротивления вращению подшипника 286896 от зазора между внутренними кольцами

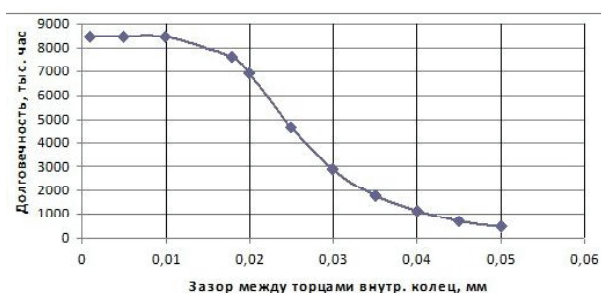


Рис. 9. Зависимость долговечности подшипника 286896 от зазора между внутренними кольцами

Видно, что при зазорах между торцами внутренних колец, превышающих 0,01 мм, наблюдается снижение долговечности подшипника. Таким образом, при сборке подшипника целесообразно обеспечивать зазор между торцами не более 0,01 мм. При этом усилие затяжки будет не более 3,5 кН. При контроле усилия затяжки момент сопротивления вращению наружного кольца при стянутых внутренних не должен превышать 350 Н·мм.

Рассмотрим подшипник 3156211, установленный в опоре вала рулевого винта вертолета МИ-8. Основные размеры подшипника по чертежу. Частота вращения подшипника $n = 1120$ об./мин., осевая нагрузка $F_a = 8,24$ кН, радиальная нагрузка $F_r = 2,28$ кН. Опрокидывающий момент $M = 24,5$ кН·м.

На рис. 10 и 11 приведены результаты расчета усилий и углов контакта шариков с кольцами. Здесь 1-й ряд шариков – ряд, нагружаемый в рабочих условиях осевой силой тяги винта, 2-й ряд – разгружаемый в рабочих условиях. В то же время оба ряда шариков нагружаются усилием предварительной затяжки и моментной нагрузкой.

Под действием рабочих нагрузок внутреннее кольцо смещается относительно наружного на 28,45 мкм в осевом направлении. Наружное кольцо перекашивается относительно внутреннего на угол 1,7 минуты. Допускаемый угол свободного поворота колец при принятом значении радиального зазора равен 5,49 минуты. При этом происходит радиальное смещение внутреннего кольца на 16,31 мкм в сторону, противоположную направлению радиальной нагрузки.

Приведенные на рис. 10 результаты показывают, что в рабочих условиях часть шариков не воспринимает нагрузку. Необычным является то, что максимальное усилие возникает в контакте шарика 2-го ряда. Так максимальное усилие в контакте шариков 1-го ряда составило 11,727 кН, в контакте шариков 2-го ряда – 12,448 кН. Соответственно максимальные значения контактных напряжений в контактах шариков 1-го ряда составили $\sigma_{\phi 1} = 1341,6$ МПа и $\sigma_{n1} = 1367,9$ МПа, в контактах шариков 2-го ряда – $\sigma_{\phi 2} = 1351,0$ МПа и $\sigma_{n2} = 1372,0$ МПа. Следовательно, долговечность подшипника по контактному выкра-

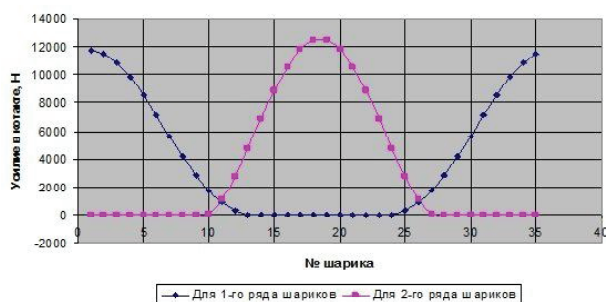


Рис. 10. Распределение усилий в контактах шариков с кольцами при нагружении усилиями и моментом

шиванию поверхностей будет определяться долговечностью 2-го ряда.

При расчетах долговечности подшипника по рекомендациям [5] приняты значения базовых контактных напряжений для подшипниковых сталей равными $\sigma_{\delta} = 2500$ МПа, предела контактной выносливости - $\sigma_{lim} = 800$ МПа.

Для принятых условий работы расчетная долговечность подшипника составила $L_h = 4990$ часов.

Расчёты показали, что увеличение долговечности с ростом усилия преднатяга наблюдается только при малых значениях преднатяга. Но при этих малых усилиях преднатяга происходит разгрузка под действием рабочей осевой нагрузки шариков второго ряда. Таким образом, оптимальным значением усилия преднатяга для данных условий работы подшипника 286896 является 8 – 10 кН.

Результаты расчетов показали, что при заданных заказчиком условиях работы выкатывание шариков на кромку бортика кольца не наблюдается.

Исследования показали также, что опрокидывающий момент существенно изменяет характер распределения усилий в контактах и углов контакта шариков с желобами колец нагруженного и разгруженного рядов. При этом максимальные значения усилий и напряжений в контактах шариков могут наблюдаться в разгруженном ряду.

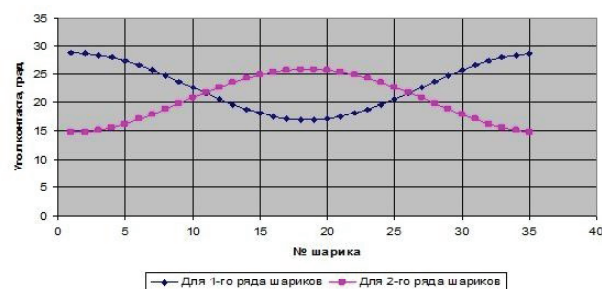


Рис. 11. Распределение углов контакта шариков с кольцами при нагружении усилиями и моментом.

Показано, что долговечность подшипника зависит от величины усилия предварительной затяжки внутренних колец. При этом при небольшом усилии затяжки возможна полная разгрузка второго ряда шариков при осевом нагружении подшипника. В то же время при усилиях преднатяга, исключающих разгрузку второго ряда шариков, долговечность подшипника уменьшается с увеличением усилия предварительного натяга.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Жильников Е.П., Шифрин И.М. Исследование работоспособности упорно-радиального шарикоподшипника, нагруженного усилиями и моментом // Сборник трудов международной научно-технической конференции "Актуальные проблемы трибологии", июнь 2007 г., в 2-х томах. Том 1. М.: Машиностроение, 2007. С.185-196
2. Галахов М.А., Бурмистров А.Н. Расчет подшипниковых узлов. М.: Машиностроение, 1988. 222 с.
3. Пинегин С.В. Трение качения в машинах и приборах. М.: Машиностроение, 1976. 262 с.
4. Жильников Е.П., Макаручук В.В. Расчёт посадок колец высокоскоростных подшипников качения авиационных изделий // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. 2011. №3. Ч.3. С.370-376
5. Балякин В.Б., Жильников Е.П., Самсонов В.Н., Макаручук В.В. Теория и проектирование опор роторов авиационных ГТД. Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2007. 254 с.

CALCULATION OF A DOUBLE ROW BALL BEARING LOADED WITH FORCES AND A MOMENT

© 2013 E.P. Zhilnikov, C.K. Pilla

Samara State Aerospace University named after Academician S.P. Korolyov
(National Research University)

This work expounds the procedure of calculating a double row angular ball bearing that is loaded with radial and axial forces and a moment. The results of calculating the bearings of a helicopter transmission line have been outlined.

Key words: double row ball bearings, loads, Hertz's compression stress, strain, life

Zhilnikov Evgeniy, Candidate of Technics, Professor at the Fundamentals of Machine Construction Department.
E-mail: okm@ssau.ru
Clovis Kohyep Pilla, Graduate Student at the of Fundamentals of Machine Construction Department. E-mail: pillaclovis@gmail.com