

УДК 621.822.6 (031)

Е.П. Жильников

канд. техн. наук, проф. СГАУ им. акад. С.П. Королёва,

тел.: 260-1516, 312-1982,

e-mail:okm@ssau.ru

К.К. Пилла

магистр, асп. СГАУ им. акад. С.П. Королёва,

тел.: +79033087036,

e-mail: pillaclovis@gmail.com

УТОЧНЁННАЯ МЕТОДИКА РАСЧЁТА ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПОДШИПНИКА КАЧЕНИЯ С УЧЁТОМ ПОДАТЛИВОСТИ КОЛЕЦ ПРИ НАТЯГЕ ПО ТЕЛАМ КАЧЕНИЯ

Аннотация. Рассматриваются вопросы расчёта долговечности подшипников качения с учетом упругой деформации колец от растягивающих и изгибных напряжений. Также рассматривается влияние вероятности разрушения колец на долговечность подшипников.

Ключевые слова: подшипник качения, долговечность, податливость.

Введение

В настоящее время в качестве опор роторов применяется широкий спектр подшипников. В практике авиационных газотурбинных двигателей чаще применяются подшипники качения, так как они обладают большей грузоподъемностью по отношению к подшипникам скольжения. Для снижения вибрационных и повышения виброакустических характеристик радиальные подшипники качения создаются с натягом по телам качения

[1, 7]. В этом случае возрастают контактные напряжения и уменьшается долговечность подшипника.

Как правило, в авиационных конструкциях применяются тонкостенные детали с целью уменьшения веса конструкции. В подшипниках авиационных двигателей используются тонкостенные детали колец и валов [1, 3]. Вследствие податливости тонкостенных деталей усилия в контактах уменьшаются, и долговечность подшипника увеличивается. Однако в тонкостенных деталях возникают напряжения растяжения и изгиба от действующих нагрузок и центробежных сил, вследствие которых возможно усталостное разрушение этих деталей.

Итак, при расчёте на долговечность авиационных подшипников, ввиду податливости тонкостенных колец, целесообразно учитывать не только контактные напряжения, но и растягивающие/сжимающие и изгибные напряжения в кольцах. В этой работе рассматривается расчет долговечности подшипника без радиальной нагрузки с тонкостенными кольцами при большом натяге.

Условные обозначения

d – внутренний диаметр подшипника;

D – внешний диаметр подшипника;

B – ширина подшипника;

D_w – диаметр ролика;

l_w – длина ролика;

Z – количество роликов в подшипнике;

$n_{вн}$, $n_{нар}$ – частота вращения внутреннего и наружного вала;

Δ – натяг;

E – модуль упругости материала подшипника;

γ_w – плотность материала ролика;

σ_{-1} – предел выносливости;

ϑ_σ – коэффициент вариации предельных напряжений;

ψ_σ – коэффициент, учитывающий влияние на сопротивление усталости асимметрии цикла;

K_σ – эффективный коэффициент концентрации напряжений;

E_ϵ, E_n – модуль упругости материала внутреннего и наружного вала;

$\gamma_\epsilon, \gamma_n$ – плотность материала внутреннего и наружного вала;

D_n, d_ϵ – диаметр наружного и внутреннего вала;

d_m – медиальный диаметр подшипника;

$D_{нк}, d_{вк}$ – диаметр наружного и внутреннего кольца;

R_n, R_ϵ – медиальный радиус наружного и внутреннего кольца;

H_n, H_ϵ – толщина наружного и внутреннего кольца;

A_n, A_ϵ – площадь наружного и внутреннего кольца;

J_n, J_ϵ – момент инерции наружного и внутреннего кольца;

n_0, ω_0 – частота вращения ролика;

$\sum \rho_n, \sum \rho_\epsilon$ – суммарная кривизна наружного

и внутреннего кольца;

m_w – масса ролика;

F_c – центробежная сила ролика;

F_0 – приближенное усилие на кольца;

α – угловой шаг между роликами;

$\lambda_n, \lambda_\epsilon$ – податливость наружного и внутреннего кольца;

γ, m_n, m_ϵ – вспомогательные коэффициенты;

F_n, F_ϵ – усилие на наружном и внутреннем кольце;

$\delta_n, \delta_\epsilon$ – деформация на наружном и внутреннем кольце;

b_ϵ, b_n – ширина площадки контакта на наружном и внутреннем кольце;

$L_{hв}, L_{hn}$ – долговечность внутреннего и наружного кольца;

L_{h0} – долговечность подшипника;

$\sigma_в, \sigma_n$ – контактное напряжение внутреннего и наружного кольца;

$F_{pв}, F_{pn}$ – растягивающее усилие внутреннего и наружного кольца;

$\sigma_{pв}, \sigma_{pn}$ – растягивающее напряжение внутреннего и наружного кольца;

$M_в, M_n$ – изгибный момент внутреннего и наружного кольца;

$\sigma_{ив}, \sigma_{ин}$ – изгибное напряжение внутреннего и наружного кольца;

$\sigma_{ав}, \sigma_{ан}$ – амплитудное напряжение внутреннего и наружного кольца;

$\sigma_{те}, \sigma_{тн}$ – среднее напряжение внутреннего и наружного кольца;

$S_в, S_n$ – коэффициент запаса внутреннего и наружного кольца;

$u_в, u_n$ – квантиль внутреннего и наружного кольца;

$P_в, P_n$ – вероятность разрушения внутреннего и наружного кольца;

P – требуемая вероятность безотказной работы колец;

a_1 – коэффициент повышения надёжности;

L_{h2} – долговечность подшипника с учётом P .

Методика расчета ресурса подшипника

1. Расчет геометрических характеристик

Для оценки характеристик податливости колец подшипника рассмотрим обобщенную модель установки подшипника на двигатели (рис. 1), при котором подшипник устанавливается между двумя валами, вращающимися с разными частотами оборота.

Геометрические характеристики поперечного сечения наружного и внутреннего колец рассчитывается следующими соотношениями.

Средний диаметр подшипника (диаметр центров роликов)

$$d_m = \frac{d + D}{2}. \quad (1)$$

Внутренний диаметр наружного кольца и наружный диаметр внутреннего кольца соответственно:

$$D_{нк} = d_m + D_w; \quad d_{вк} = d_m - D_w. \quad (2)$$

Средние радиусы наружного и внутреннего колец соответственно:

$$R_n = \frac{D_n + D_{нк}}{4}, \quad R_в = \frac{d_в + d_{вк}}{4}. \quad (3)$$

Толщину наружного вала будем считать как единую деталь с толщиной наружного кольца подшипника, так как мы учитываем влияние податливости обеих деталей на долговечность подшипника. То же самое касается, и толщины внутреннего вала и внутреннего кольца подшипника.

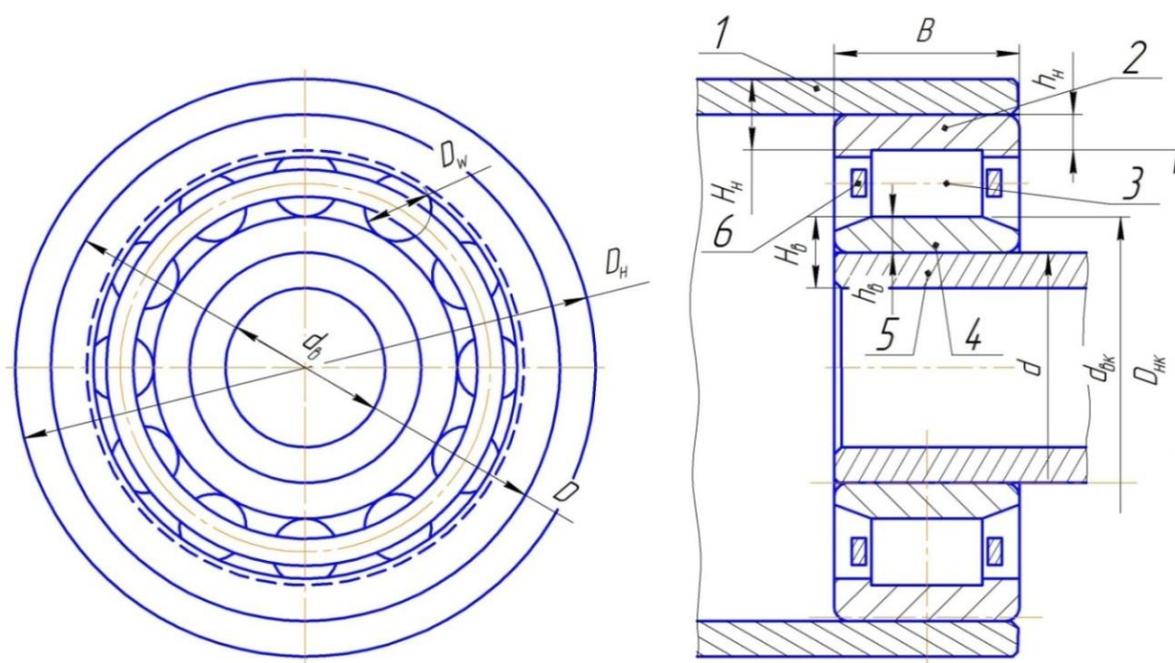


Рис. 1. Схема установки подшипника:

1 – наружный вал; 2 – наружное кольцо подшипника; 3 – ролик;
4 – внутреннее кольцо подшипника; 5 – внутренний вал; 6 – сепаратор

Толщины наружного и внутреннего колец определяются по формулам:

$$H_n = \frac{D_n - D_{нк}}{2}, H_в = \frac{d_{вк} - d_в}{2}. \quad (4)$$

Площади сечений наружного и внутреннего колец соответственно

$$A_n = 2 \cdot B \cdot H_n, A_в = 2 \cdot B \cdot H_в. \quad (5)$$

Моменты инерции по изгибу относительно собственных центральных осей для внутреннего и наружного колец считаем по формулам:

$$J_n = \frac{B \cdot H_n^3}{6}, J_в = \frac{B \cdot H_в^3}{6}. \quad (6)$$

Угловая скорость вращения ролика в переносном движении, называемая на практике скоростью вращения сепаратора без проскальзывания [1], определяется как

$$n_0 = \frac{n_в \cdot 1 - \gamma + n_n \cdot 1 + \gamma}{2}, \omega_0 = \frac{\pi \cdot n_0}{30}, \quad (7)$$

где относительная характеристика γ определяется по соотношению

$$\gamma = \frac{D_w}{d_m}. \quad (8)$$

Определим суммарные радиусы кривизны для наружного и внутреннего колец по формулам:

$$\sum \rho_n = \frac{2}{D_w \cdot 1 + \gamma}, \sum \rho_в = \frac{2}{D_w \cdot 1 - \gamma}. \quad (9)$$

2. Расчет усилий и напряжений в подшипнике

2.1. Определение центробежной силы роликов

Центробежная сила одного ролика определяется формулой

$$F_c = \frac{m_w \cdot d_m \cdot \omega_0^2}{2000}, \quad (10)$$

где масса ролика

$$m_w = \frac{\gamma_w \cdot \pi \cdot D_w^2 \cdot l_w}{4000000}. \quad (11)$$

2.2. Расчет податливости колец

Кольца подшипника и вал под нагрузками испытывают различные деформации как в радиальном, так и в осевом направлениях, что влияет на распределение нагрузки по телам качения. Характер изменения податливости зависит от шага сосредоточенных радиальных усилий, поэтому вводим условие:

если $\alpha < 20^\circ$, то податливость наружного и внутреннего кольца определяется по формулам:

$$\begin{cases} \lambda_n = \frac{R_n^3}{2 \cdot E \cdot J_n} \cdot \frac{\alpha^3}{360} + \frac{R_n}{E \cdot A_n \cdot \alpha}; \\ \lambda_g = \frac{R_g^3}{2 \cdot E \cdot J_g} \cdot \frac{\alpha^3}{360} + \frac{R_g}{E \cdot A_g \cdot \alpha} \end{cases} \quad (12)$$

если $\alpha > 20^\circ$, то соответственно

$$\begin{aligned} \lambda_g &= \frac{1}{2 \cdot E \cdot \sin^2(\alpha/2)} \left(\frac{R_g^3}{2 \cdot J_g} \cdot \left(\frac{\alpha}{4} + \right. \right. \\ &+ \left. \frac{1}{4} \cdot \sin \alpha \cdot \frac{2 \cdot \sin^2 \alpha/2}{\alpha} \right) + \frac{R_g}{A_g} \cdot \left(\frac{\alpha}{4} + \frac{\sin \alpha}{4} \right) \Bigg), \\ \lambda_n &= \frac{1}{2 \cdot E \cdot \sin^2(\alpha/2)} \left(\frac{R_n^3}{2 \cdot J_n} \cdot \left(\frac{\alpha}{4} + \right. \right. \\ &+ \left. \frac{1}{4} \cdot \sin \alpha \cdot \frac{2 \cdot \sin^2 \alpha/2}{\alpha} \right) + \frac{R_n}{A_n} \cdot \left(\frac{\alpha}{4} + \frac{\sin \alpha}{4} \right) \Bigg) \end{aligned} \quad (13)$$

где угловой шаг между роликами (сосредоточенными радиальными усилиями)

$$\alpha = \frac{2\pi}{Z}. \quad (14)$$

При расчете деформации колец используем принцип независимости действия сил. В этой связи принимаем, что под действием сил происходит равномерное расширение наружного кольца и сжатие внутреннего кольца. Таким образом, величины местных деформаций колец будут пропорционально усилиям в контактах в данных точках:

$$\delta_{\epsilon} = \lambda_{\epsilon} \cdot F_{\epsilon}; \quad \delta_{\eta} = \lambda_{\eta} \cdot F_{\eta}. \quad (15)$$

2.3. Определение контактных усилий без учета податливости колец

Контактное усилие рассчитывают по приближенной формуле [1]:

$$F_0 = 0,925 \sqrt{\frac{\Delta \cdot l_w^{0,85}}{8,1 \cdot 10^{-5}}}. \quad (16)$$

Усилие в контакте ролика с наружным кольцом будет больше, чем усилие на внутреннем кольце, на величину центробежной силы ролика:

$$F_{\eta} = F_{\epsilon} + F_c. \quad (17)$$

Деформации внутреннего и наружного колец от контактных напряжений считаем по формулам:

$$\delta_{\epsilon} = 8,1 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{F_{\epsilon}^{0,925}}{l_w^{0,85}}, \quad \delta_{\eta} = 8,1 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{F_{\eta}^{0,925}}{l_w^{0,85}}. \quad (18)$$

Используя цикл, наша программа находит усилия на наружном и внутреннем кольце, исходя из того деформации колец равны натягу с точность 0,001 мкм. Программа подбирает усилие на внутреннем кольце, пока не будет выполнено условие:

$$|\Delta - \delta_{\epsilon} - \delta_{\eta} / \Delta| < 0,001. \quad (19)$$

2.3.1. Определение долговечности

Напряжения в контактах роликов с кольцами без учета перекоса колец определяются по формулам:

$$\sigma_{\epsilon} = 2 \cdot \frac{F_{\epsilon}}{\pi \cdot b_{\epsilon} \cdot l_w}, \quad \sigma_{\eta} = 2 \cdot \frac{F_{\eta}}{\pi \cdot b_{\eta} \cdot l_w}, \quad (20)$$

где ширина площадки контакта вычисляется по формулам:

$$b_{\epsilon} = 3,34 \cdot 10^{-3} \cdot \sqrt{\frac{F_{\epsilon}}{\sum \rho_{\epsilon} \cdot l_w}}, \quad b_{\eta} = 3,34 \cdot 10^{-3} \cdot \sqrt{\frac{F_{\eta}}{\sum \rho_{\eta} \cdot l_w}}. \quad (21)$$

Тогда долговечность колец определяется по формулам:

$$L_{h\delta} = \frac{10^6}{6 \cdot |n_\delta - n_0| \cdot Z} \cdot \left(\frac{\sigma_\delta}{\sigma_\delta} \right)^8, \quad L_{hn} = \frac{10^6}{6 \cdot |n_n - n_0| \cdot Z} \cdot \left(\frac{\sigma_\delta}{\sigma_n} \right)^8. \quad (22)$$

Расчетную долговечность подшипника с учетом вероятности разрушения любого из колец по рекомендациям [1, 2] определим по формуле

$$L_{h0} = L_{h\delta}^{-1,25} + L_{hn}^{-1,25} \quad (23)$$

2.4. Определение контактных усилий с учетом податливости колец

Расчет проводится аналогично пункту 2.3 за исключением формул расчета деформации наружного и внутреннего колец:

$$\delta_\delta = 8,1 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{F_\delta^{0,925}}{l_w^{0,85}} + \lambda_\delta \cdot F_\delta, \quad \delta_n = 8,1 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{F_n^{0,925}}{l_w^{0,85}} + \lambda_n \cdot F_n. \quad (24)$$

3. Расчет долговечности подшипника с учетом вероятности разрушения

Нам необходимо определить амплитудные и средние напряжения в кольцах.

Для этого сделаем расчет напряжений и моментов для двух сечений наружного и внутреннего колец.

3.1. В сечении контакта ролика с кольцами

Растягивающие усилия в данном сечении определяются формулами:

$$F_{p\delta} = -\frac{F_\delta}{2 \cdot \operatorname{tg} \alpha}, \quad F_{pn} = \frac{F_n}{2 \cdot \operatorname{tg} \alpha}. \quad (25)$$

Растягивающие напряжения вычисляются по формулам:

$$\sigma_{p\delta} = \frac{F_{p\delta}}{A_\delta}, \quad \sigma_{pn} = \frac{F_{pn}}{A_n}. \quad (26)$$

Изгибные моменты для наружного и внутреннего валов:

$$M_\delta = F_\delta \cdot m_\delta, \quad M_n = F_n \cdot m_n, \quad (27)$$

где коэффициенты m_δ и m_n вычисляются по формулам:

$$m_n = R_n \cdot \left(\frac{1}{2 \cdot \alpha} - \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha} \right), m_e = R_e \cdot \left(\frac{1}{2 \cdot \alpha} - \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha} \right). \quad (28)$$

Изгибные напряжения колец считаем по формулам:

$$\sigma_{ue} = M_e \cdot \frac{h_e - H_e/2}{J_e}, \sigma_{un} = M_n \cdot \frac{h_n - H_n/2}{J_n}. \quad (29)$$

Общие напряжения для наружного и внутреннего колец принимают значения:

$$\sigma_{e1} = \sigma_{ue} + \sigma_{pe}, \sigma_{n1} = \sigma_{un} + \sigma_{pn}. \quad (30)$$

3.2. В сечении между двумя соседними роликами

Растягивающие усилия в данном сечении определяются формулами:

$$F_{pe1} = -\frac{F_e}{2 \cdot \sin \alpha}, F_{pn1} = \frac{F_n}{2 \cdot \sin \alpha}. \quad (31)$$

Растягивающие напряжения вычисляются по формулам:

$$\sigma_{pe1} = \frac{F_{pe1}}{A_e}, \sigma_{pn1} = \frac{F_{pn1}}{A_n}. \quad (32)$$

Изгибные моменты для наружного и внутреннего валов:

$$M_{e1} = F_e \cdot m_{e1}, M_{n1} = F_n \cdot m_{n1}, \quad (33)$$

где коэффициенты вычисляются по формулам:

$$m_{n1} = R_n \cdot \left(\frac{1}{2 \cdot \alpha} - \frac{1}{\sin \alpha} \right), m_{e1} = R_e \cdot \left(\frac{1}{2 \cdot \alpha} - \frac{1}{\sin \alpha} \right). \quad (34)$$

Изгибные напряжения колец считаем по формулам:

$$\sigma_{ue1} = M_{e1} \cdot \frac{h_e - H_e/2}{J_e}, \sigma_{un1} = M_{n1} \cdot \frac{h_n - H_n/2}{J_n}. \quad (35)$$

Общие напряжения для наружного и внутреннего колец принимают значения:

$$\sigma_{e2} = \sigma_{ue1} + \sigma_{pe1}, \sigma_{n2} = \sigma_{un1} + \sigma_{pn1}. \quad (36)$$

Амплитудные и средние напряжения в наружном и внутреннем кольцах определяются по формулам:

$$\sigma_{ав} = \frac{|\sigma_{\epsilon 1} - \sigma_{\epsilon 2}|}{2}, \sigma_{ан} = \frac{|\sigma_{н 1} - \sigma_{н 2}|}{2}; \quad (37)$$

$$\sigma_{тв} = \frac{|\sigma_{\epsilon 1} + \sigma_{\epsilon 2}|}{2}, \sigma_{тн} = \frac{|\sigma_{н 1} + \sigma_{н 2}|}{2}. \quad (38)$$

Коэффициент вариации предельных напряжений для внутреннего и наружного колец рассчитываются следующими соотношениями:

$$g_{\epsilon} = \frac{\sigma_{ав}}{3 \cdot \sigma_{тв}}, g_{н} = \frac{\sigma_{ан}}{3 \cdot \sigma_{тн}}. \quad (39)$$

Коэффициент запаса для наружного и внутреннего колец рассчитываются формулами:

$$S_{\epsilon} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma} \cdot \sigma_{ав} + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_{тв}}, S_{н} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma} \cdot \sigma_{ан} + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_{тн}}. \quad (40)$$

Квантиль для наружного и внутреннего колец считаем по формулам:

$$u_{\epsilon} = \frac{S_{\epsilon} - 1}{\sqrt{S_{\epsilon}^2 \cdot g_{\sigma}^2 + g_{\epsilon}^2}}, u_{н} = \frac{S_{н} - 1}{\sqrt{S_{н}^2 \cdot g_{\sigma}^2 + g_{н}^2}}. \quad (41)$$

Вероятность разрушения колец определим по формулам вероятности приведенные в [3]:

$$P_{\epsilon} = u_{\epsilon} \cdot \sum_{i=1}^{\infty} \left(\frac{-1^{i-1} \cdot u_{\epsilon}^{2 \cdot i-1}}{2^{i-1} \cdot (i-1)! \cdot (2 \cdot i-1)} \right) \cdot \sqrt{\frac{2}{\pi}},$$

$$P_{н} = u_{н} \cdot \sum_{i=1}^{\infty} \left(\frac{-1^{i-1} \cdot u_{н}^{2 \cdot i-1}}{2^{i-1} \cdot (i-1)! \cdot (2 \cdot i-1)} \right) \cdot \sqrt{\frac{2}{\pi}}. \quad (42)$$

Данный ряд мы подсчитываем с помощью циклов расчетной программы с заданной точностью 0,0001.

Известно, что расчетное значение номинальной долговечности L_n соответствует 90%-ной вероятности безотказной работы подшипника. При повышенных требованиях к вероятности безотказной работы вводится поправочный коэффициент a_1 , который рассчитывается по формуле

$$a_1 = \left(\frac{\ln 1/P}{0,10536} \right)^{\frac{8}{9}}. \quad (43)$$

При этом

$$P = \frac{0,9}{P_v \cdot P_n}. \quad (44)$$

Теперь рассчитаем долговечность при требуемой вероятности безотказной работы по формуле [1]:

$$L_{n2} = L_{n1} \cdot a_1. \quad (45)$$

Выводы

По представленной методике написана программа расчета в программном пакете MATLAB. Интерфейс пользователя программы расчёта показан на рис. 2. Получены были следующие зависимости для межвального роликоподшипника 5-272822P2 [5] (рис. 3–6).



Рис. 2. Интерфейс пользователя программы расчёта долговечности межвального роликоподшипника

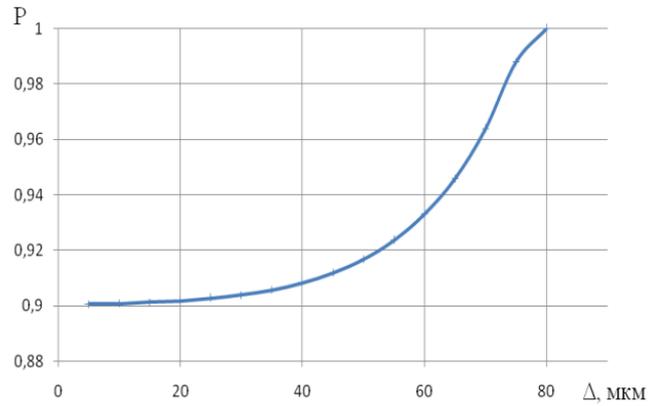


Рис. 3. Зависимость требуемой вероятности безотказной работы P от натяга Δ

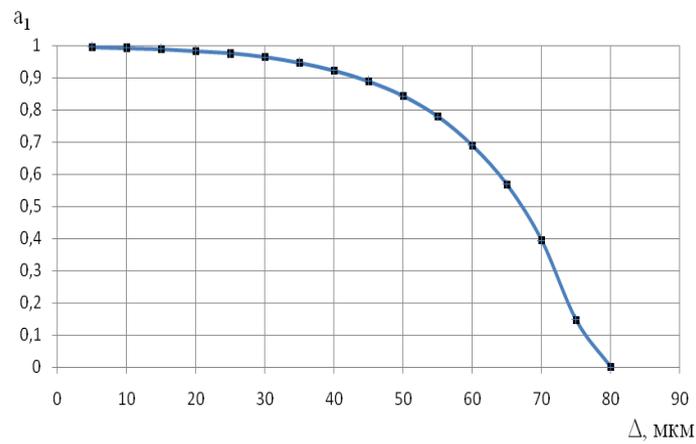


Рис. 4. Зависимость необходимого поправочного коэффициента a_1 для обеспечения требуемой вероятности безотказной работы от натяга Δ

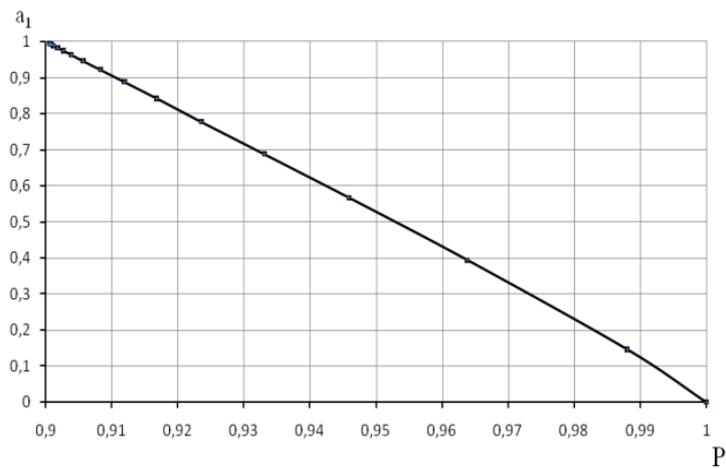


Рис. 5. Зависимость поправочного коэффициента a_1 от требуемой вероятности безотказной работы P

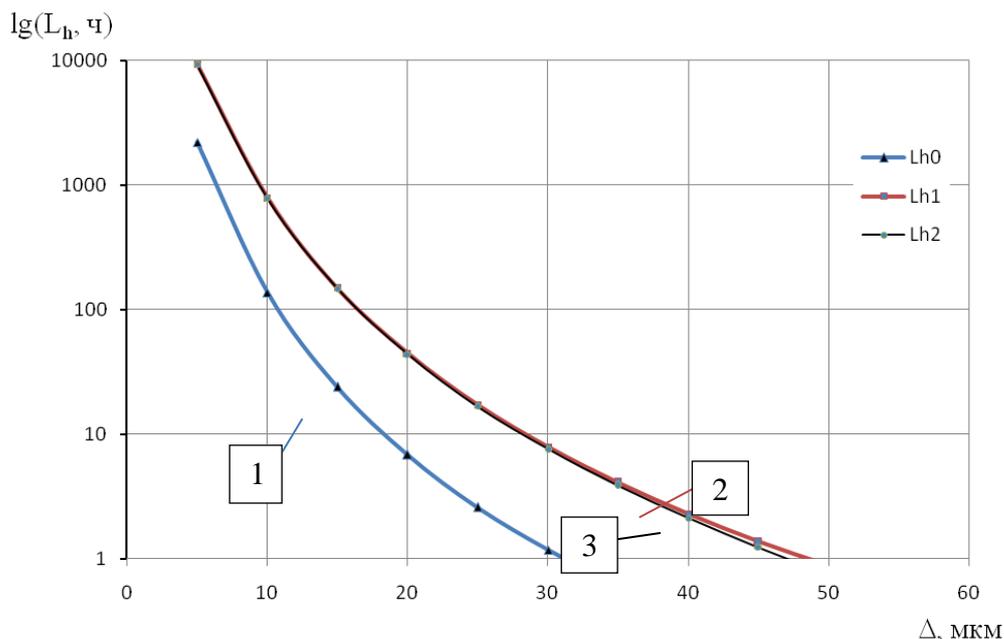


Рис. 6. Зависимость долговечности L_n от натяга Δ ; 1 – долговечность без учёта податливости, 2 – долговечность с учётом податливости и 3 – долговечность с учётом податливости и требуемой вероятности безотказной работы

Анализируя полученные зависимости, очевидно, что учет податливости колец значительно увеличивает долговечность подшипника. При этом возможно разрушение колец из-за усталостных напряжений. В этой связи необходимо учесть влияние усталостных явлений в подшипнике путём введения коэффициента a_1 , в результате которого несколько падает долговечность.

Литература

1. 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.
2. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин: Справочник. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1979. 702 с.

3. Двайт Г.Б. Таблицы интегралов и другие математические формулы. М.: Наука, 1978. 228 с.
4. Жильников Е.П., Тихонов А.Н. Детали машин: конспект лекций для студентов факультета инженеров воздушного транспорта. Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2007. 256 с.
5. Каталог – 2006. Изд. ОАО «Завод авиационных подшипников», 2006. 34 с.
6. Перель Л.Я. Подшипники качения: Расчет, проектирование и обслуживание опор. М.: Машиностроение, 1983. 543 с.
7. JingWu Non-synchronous Vibration due to Internal Radial Clearance in Roller Bearings – Master's Thesis in Engineering; Department of Mechanical Engineering, McGill University, Montreal, Canada. May 2010. 112 p.

References

1. Baljakin V.B., Zhil'nikov E.P., Samsonov V.N., Makarchuk V.V. Teorija i proektirovanie opor rotorov aviacionnyh GTD, Samara, Samar. gos. azerokosm. un-t, 2007, 254 p.
2. Birger I.A., Shorr B.F., Iosilevmch G.B. Raschet na prochnost' detalej mashin: Spravochnik, Moscow, Mashinostroenie, 1979, 702 p.
3. Dvajt G.B. Tablicy integralov i drugie matematicheskie formuly, Moscow, Nauka, 1978, 228 p.
4. Zhil'nikov E.P., Tihonov A.N. Detali mashin: konspekt lekcij dlja studentov fakul'teta inzhenerov vozdushnogo transporta, Samara, Samar. gos. azerokosm. un-t, 2007, 256 p.
5. Katalog – 2006, ОАО «Zavod aviacionnyh podshipnikov», 2006, 34 p.
6. Perel' L.Ja. Podshipniki kachenija: Raschet, proektirovanie i obsluzhivanie opor, Moscow, Mashinostroenie, 1983, 543 p.

7. JingWu Non-synchronous Vibration due to Internal Radial Clearance in Roller Bearings, Master's Thesis in Engineering; Department of Mechanical Engineering, McGill University, Montreal, Canada, May 2010. 112 p.

E. Zhilnikov,

C. Pilla

A Refined Method of Calculating Life of Rolling Bearing With Consideration of the Elasticity of Bearing Rings Under Interference Fitting With Respect to Rolling Bodies

Abstract. The subject of calculating the fatigue life of rolling bearings with consideration of the elastic deformation of the bearing rings under tensile and bending stresses is studied in this paper.

Key words: rolling bearing, fatigue life, elasticity.