

МЕТОДИКА РАСЧЁТА НА ПРОЧНОСТЬ БОРТИКА ВНУТРЕННЕГО КОЛЬЦА КОНИЧЕСКОГО РОЛИКОВОГО ПОДШИПНИКА

© 2013 К.К. Пилла¹, Ф.Я. Камалов², Т.А. Хибник¹, Е.П. Жильников^{1,2}

¹ Самарский государственный аэрокосмический университет
(национальный исследовательский университет)

²ОАО “Завод авиационных подшипников”, г. Самара

Поступила в редакцию 12.11.2013

В работе предложена методика расчёта на прочность бортика внутреннего кольца подшипника, который используется в опорах колёс шасси самолёта. Произведена его оценка прочности с помощью разработанного аналитического метода и МКЭ (программный пакет SolidWorks Simulation).
Ключевые слова: однорядный конический роликовый подшипник, бортик внутреннего кольца подшипника, изгиб, касательные и нормальные напряжения, напряжения смятия, эквивалентные напряжения, эффективный коэффициент концентрации напряжений.

ВВЕДЕНИЕ

В опорах колёс шасси самолёта используются однорядные конические роликовые подшипники. Как правило, подшипники устанавливаются с зазором на вал и натягом в корпус обода колеса. Затяжка внутренних колец на валу выполняется гайкой. Подшипники колеса шасси работают при резко выраженном переменном режиме: руление – взлёт – посадка – руление. На всех режимах переменные нагрузки, скорости вращения и переменные значения температур.

Расследование одного из лётных происшествий с самолётом, у которого при взлёте произошло отсоединение одного из колёс главной стойки шасси самолёта, показало, что причиной тому стало разрушение бортика внутреннего кольца подшипника. Фрактографический анализ излома бортика показал, что разрушение носило хрупкий характер. В условиях усталости это имеет место быть для пластичных материалов, которые могут разрушиться без видимых медленно растущих усталостных трещин.

Методика расчёта подшипников авиаколёс [1], учитывает условия работы при переменных режимах, перекосы роликов под действием центробежных сил и гироскопических моментов, влияние температуры в контактах торцов роликов с упорным бортиком внутреннего кольца. Одна-

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

Камалов Фарит Якубович, инженер.

E-mail: samarapress@mail.ru

Хибник Татьяна Алексеевна, кандидат технических наук, доцент кафедры основ конструирования машин.

E-mail: tanya_hib@mail.ru

Жильников Евгений Петрович, кандидат технических наук, профессор кафедры основ конструирования машин.

E-mail: okm@ssau.ru

ко, не учитывается прочность бортика внутреннего кольца подшипника при критических режимах нагружения.

При работе конического подшипника большая часть осевых нагрузок в опоре воспринимается бортиком внутреннего кольца подшипника. В результате этих нагрузок возникают наибольшие касательные и нормальные напряжения от изгиба в опасном сечении бортика, а также наибольшие напряжения смятия в контактах торцов роликов с упорным бортиком внутреннего кольца. Совокупное действие этих напряжений может привести к разрушению бортика при критических режимах нагружения.

В этой связи, в работе впервые, предложена методика расчёта на прочность бортиков внутренних колец подшипников опор, как критически нагруженных ответственных узлов авиационных конструкций.

АНАЛИТИЧЕСКИЙ МЕТОД РАСЧЁТА НА ПРОЧНОСТЬ БОРТИКА ВНУТРЕННЕГО КОЛЬЦА ПОДШИПНИКА

Схема нагружения упорного бортика внутреннего кольца приведена на рис. 1. Усилия, действующие на бортик принимаем, как приложенными на среднем диаметре бортика. Значения усилий определяются из условия силового равновесия ролика.

При расчёте на прочность бортика рассматриваем его, как фланец толщиной $h = a - \Delta_\phi$, изготовленный вместе с конической трубой, где Δ_ϕ – глубина канавки, определяемая по чертежу внутреннего кольца подшипника. Бортик рассмотрим относительно сечения А-А, как наиболее опасного. Принимаем, что деформациями прогиба кольца подшипника вместе с валом можно пре-

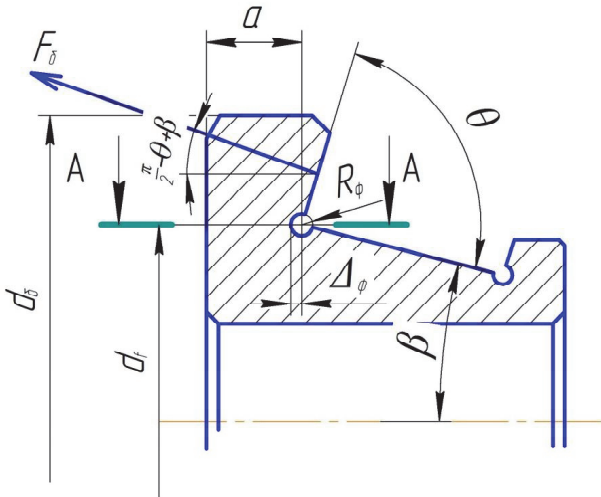


Рис. 1. Схема нагружения бортика в контакте с торцом ролика

небрежь. Тогда изгибающий момент $M_{изз}$ у основания бортика можно определить по формуле (1):

$$M_{изз} = F_{oi} \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - \theta + \beta\right) \cdot \frac{(d_o - d_f)}{4}. \quad (1)$$

В подшипнике имеется z (число) роликов равномерно распределённых по всей окружности кольца. Усилия от каждого ролика по величине может отличаться от всех остальных и поэтому распределение нагрузки, действующей на бортик не равномерно по длине окружности. Следовательно, суммарный изгибающий момент будет определяться суммой изгибающих моментов от всех усилий в контакте торцов роликов и бортика формулой (2):

$$M_{изз} = \sum_{i=1}^z F_{oi} \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - \theta + \beta\right) \cdot \left(\frac{d_o - d_f}{4}\right). \quad (2)$$

Нормальные напряжения от изгиба (3):

$$\sigma_{изз} = \frac{M_{изз}}{W_{A-A}}, \quad (3)$$

где W_{A-A} – момент сопротивления сечения А – А относительно круговой оси, проходящей в середине толщины бортика h .

Геометрические параметры сечения А-А будут следующие (4):

$$\left. \begin{aligned} S_{A-A} &= \pi \cdot d_f \cdot h; \\ I_{A-A} &= \frac{\pi \cdot d_f \cdot h^3}{12}; \\ W_{A-A} &= \frac{\pi \cdot d_f \cdot h^2}{6}; \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

где S_{A-A} , I_{A-A} – площадь и момент инерции соответственно.

Касательные напряжения (напряжения среза) возникающие в сечении А – А бортика определяются по формуле (5):

$$\tau_{cp} = \frac{\sum_{i=1}^z F_{oi} \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - \theta + \beta\right)}{S_{A-A}}. \quad (5)$$

Подставляя $M_{изз}$, S_{A-A} и W_{A-A} в уравнения (3) и (5), получим окончательные формулы нормальных (6) и касательных напряжений (7):

$$\sigma_{изз} = \frac{3 \cdot \sum_{i=1}^z F_{oi} \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - \theta + \beta\right) \cdot (d_o - d_f)}{2 \cdot \pi \cdot d_f \cdot h^2}; \quad (6)$$

$$\tau_{cp} = \frac{\sum_{i=1}^z F_{oi} \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - \theta + \beta\right)}{\pi \cdot d_f \cdot h}. \quad (7)$$

Другая составляющая силы F_{oi} создаёт растягивающие напряжения в сечении А-А, которые определяются следующим выражением (8):

$$\sigma_p = \frac{\sum_{i=1}^z F_{oi} \cdot \sin\left(\frac{\pi}{2} - \theta + \beta\right)}{S_{A-A}}. \quad (8)$$

Таким образом, эквивалентное напряжение на основании бортика по четвёртой теории напряжённого состояния [2] будет (9):

$$\sigma_{эквIV} = K_{\sigma d} \cdot \sqrt{(\sigma_{изз} + \sigma_p)^2 + 3\tau_{cp}^2}, \quad (9)$$

где $K_{\sigma d}$ – эффективный коэффициент концентрации напряжений, определяемый по формуле (10) работы [3] для растягиваемого ступенчатого цилиндрического стержня с кольцевой галтелью

$\left(\frac{d_o}{d_{fcp}}, \frac{R_\phi}{d_{fcp}}\right)$ – средний диаметр конусной части внутреннего кольца подшипника.

$$K_{\sigma d} = 1 + q(\alpha_\sigma - 1), \quad (10)$$

где q – коэффициент чувствительности материала к данному виду деформации;

α_σ – теоретический коэффициент концентрации напряжений.

Условие прочности бортика можно записать в виде $\sigma_{эквIV} \leq [\sigma]$, при этом допускаемое напря-

жение $[\sigma] = \frac{\sigma_{-1}}{[n]}$, где σ_{-1} – предел выносливости

материала внутреннего кольца подшипника, $[n]$ – коэффициент запаса. Его для конструкции стоек шасси самолёта рекомендуется брать в диапазоне $[n]=1,2...1,4$ в зависимости от типа самолёта и условий эксплуатации.

Кроме нормальных и растягивающих напряжений, в контакте бортика с роликом возникают напряжения смятия, которые определяются следующей формулой:

$$\sigma_{см} = \frac{F_{\sigma}}{A}, \tag{11}$$

где A – площадь контакта между поверхностью бортика и торцом ролика, определяемая по чертежу.

Как мы отметили раньше усилие F_{σ} не равномерно распределено по окружности, поэтому будем оценивать напряжения смятия по наибольшему значению $F_{\sigma}^{наиб}$.

Воспользуемся разработанной методикой для расчёта бортика внутреннего кольца однорядного конического роликового подшипника 2007120, который установлен на главной стойке шасси самолёта.

Геометрические размеры подшипника: $d = 100 \text{ мм}$; $D = 150 \text{ мм}$; $d_{\sigma} = 125,2 \text{ мм}$; $d_f = 118,56 \text{ мм}$; $d_{fcp} = 113,19 \text{ мм}$; $a = 5,65 \text{ мм}$; $R_{\phi} = 0,5 \text{ мм}$; $\Delta_{\phi} = 0,49 \text{ мм}$; $\theta = 89,5^{\circ}$; $\beta = 14^{\circ}$. Распределение нагрузки по торцам роликов приведены в табл. 1.

Подставляя данные таблицы в формулы (6), (7), (8) имеем напряжения:

$$\sigma_{изг} = 24,41 \text{ МПа}; \tau_{cp} = 12,63 \text{ МПа};$$

$$\sigma_p = 3,27 \text{ МПа}.$$

Таблица 1. Распределение усилий по торцам роликов

№ ролика	$F_{\sigma i}$, Н
1	2677.69
2, 29	2612.64
3, 28	2422.81
4, 27	2114.58
5, 26	1711.88
6, 25	1242.48
7, 24	738.93
8, 23	287.99
9, 22	21.52
10 - 21	6.22

Механические характеристики материала внутреннего кольца:

$$\sigma_{\sigma} = 1270 \text{ МПа}; \sigma_{-1} = 617 \text{ МПа};$$

$$E = 203 \text{ ГПа}; \rho = 7850 \text{ кг/м}^3.$$

Эффективный коэффициент концентрации

$$\text{напряжений [3]} \quad K_{\sigma d} = 3,7 \left(\frac{d_{\sigma}}{d_{fcp}} = 1,11;$$

$$\frac{R_{\phi}}{d_{fcp}} = 0,0044 \right), \text{ следовательно}$$

$$d_{fcp} \sigma_{эквIV} = 130,57 \text{ МПа}.$$

РАСЧЁТ НА ПРОЧНОСТЬ БОРТИКА ВНУТРЕННЕГО КОЛЬЦА ПОДШИПНИКА МКЭ

В программном пакете SolidWorks Simulation была смоделирована статическая работа внутреннего кольца подшипника под действием сил F_{σ} и методом конечных элементов был произведён его расчёт. SolidWorks является программным продуктом для 3D моделирования и решения различных инженерных задач. На протяжении многих лет программа хорошо зарекомендовала себя в качестве средства для проведения достоверных инженерных расчётов. Результаты расчёта приведены в табл. 2 и 3.

Все показанные напряжения в табл. 3 – эквивалентные напряжения по Мизесу. Результаты компьютерного моделирования показывают, что максимальные напряжения возникают на основании бортика. Максимальное напряжение $\sigma_{эквM} = 135,56 \text{ МПа}$ по результатам расчёта компьютерного моделирования отличается от максимального напряжения $\sigma_{эквIV} = 130,2 \text{ МПа}$ разработанной методики на 3,78%.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Результаты компьютерного моделирования и результаты разработанной методики свидетельствует о том, что рабочие напряжения $y_{эквIV}$ не превышают допускаемые напряжения $[y] = y_{-1}/[n] = 440,7 \text{ МПа}$. Следовательно, одной из причин разрушения могло стать накопление повреждений, в результате действия повторно переменных нагрузок во времени. Очевидно, это не однократная посадка самолёта при боковом ветре, которая является вполне штатной ситуацией. Однако, в расчётной схеме подшипников авиаколёс, необходимо учитывать воспринимаемые бортиком внутреннего кольца подшипника осевые нагрузки в опоре, которые переменны во времени. Неучтённые факторы могут повлиять на расчётную схему и на конструкцию в целом.

Таблица 2. Информация о сетке (Mesh Information – Details)

Total Nodes	70732
Total Elements	42463
Maximum Aspect Ratio	218.11
% of elements with Aspect Ratio < 3	84.4
% of elements with Aspect Ratio > 10	0.217
% of distorted elements(Jacobian)	0
Time to complete mesh(hh:mm:ss):	00:00:09
Mesh Quality	High

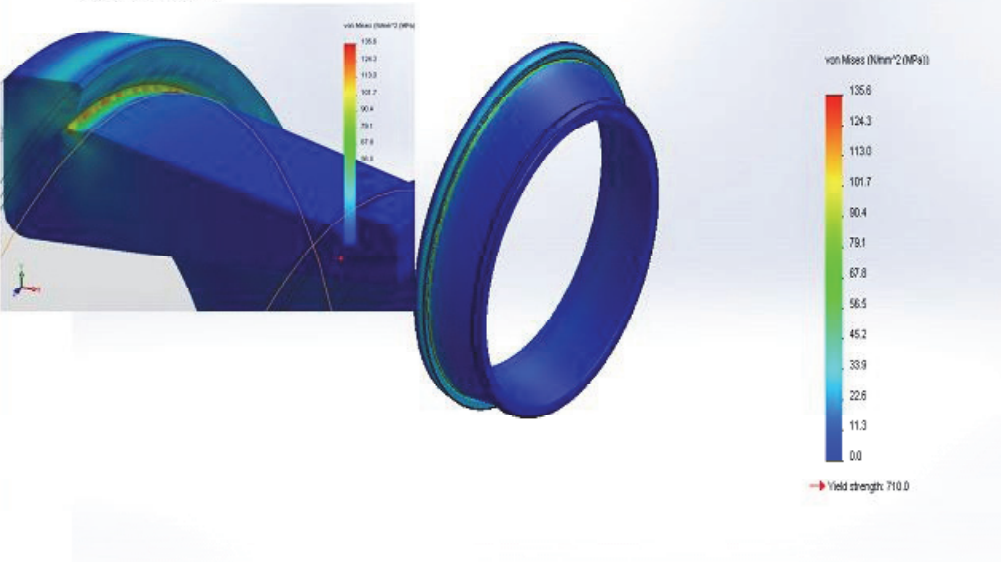
Model name: Внутреннее кольцо
 Study name: Study 1
 Mesh type: Solid mesh



Таблица 3. Результаты расчёта

Name	Type	Min	Max
Stress1	VON: von Mises Stress	0.00564218 N/mm ² (MPa) Node: 37128	135.557 N/mm ² (MPa) Node: 53541

Model name: Внутреннее кольцо
 Study name: Study 1
 Plot type: Static nodal stress Stress1



Внутреннее кольцо-Study 1-Stress-Stress1

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Жильников Е.П. Камалов Ф.Я. Определение ресурса конических подшипников с преднапрягом // Симпозиум с международным участием: самолётостроение России. Проблемы и перспективы. Тезисы докладов. Самара: Издательство Самарского гос. аэрокос. ун-та. 2012. С. 193-195.
2. Расчёт на прочность деталей машин: Справочник / И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, Г.Б. Иоселевич. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1979. С. 702.
3. Петерсон Р. Коэффициенты концентрации напряжений; графики и формулы для расчёта конструктивных элементов на прочность. М.: Мир, 1977. С. 304.

METHOD OF CALCULATING THE STRENGTH OF THE COLLAR OF THE INNER RING OF A TAPERED ROLLER BEARING

© 2013 С.К. Pilla¹, F.Y. Kamalov², T.A. Khibnik¹, E P. Zhilnikov^{1,2}

¹ Samara State Aerospace University named after Academician S.P. Korolyov
(National Research University)

² JSC EPK, Samara

This work proposes a method of calculating the strength of the collar of the inner ring of a tapered bearing used the wheel support of aircraft landing gears. Stress analysis has been carried out using the proposed analytical method and by method finite element analysis in SolidWorks Simulation.

Key words: Single row tapered roller bearing, collar of the inner ring of bearing, bending, shear and normal stresses, bearing stress, equivalent stresses, effective stress concentration factor.

Clovis Kohyep Pilla, M.sc, Graduate Student at the Fundamentals of Machine Design Department.

E-mail: pillaclovis@gmail.com

Farit Kamalov, Engineer. E-mail: samarapress@mail.ru

Tat'yana Khibnik, Candidate of Technics, Associate Professor at the of Fundamentals of Machine Design Department.

E-mail: tanya_hib@mail.ru

Evgeniy Zhilnikov, Candidate of Technics, Professor at the of Fundamentals of Machine Design Department.

E-mail: okm@ssau.ru