

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ АКАДЕМИКА С.П. КОРОЛЕВА»
(САМАРСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)

В.Б. БАЛЯКИН, К.К. ПИЛЛА

МЕТОДИКИ РАСЧЁТА ДОЛГОВЕЧНОСТИ АВИАЦИОННЫХ ПОДШИПНИКОВ

Рекомендовано редакционно-издательским советом федерального государственного автономного образовательного учреждения высшего образования «Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королева» в качестве учебного пособия для обучающихся по основным образовательным программам высшего образования по направлениям подготовки 24.03.05 Двигатели летальных аппаратов, 24.05.02 Проектирование авиационных и ракетных двигателей, 24.03.04 Авиастроение, 24.05.07 Самолёто- и вертолётостроение, 24.05.01 Проектирование, производство и эксплуатация ракет и ракетнокосмических комплексов

САМАРА

Издательство Самарского университета

2023

УДК 621.822.6(075)

ББК 34.445.32я7

Б219

Рецензенты: д-р техн. наук, проф. С. В. Фалалеев,

д-р техн. наук, проф. Я. М. Клебанов

Балякин, Валерий Борисович

Б219 Методики расчёта долговечности авиационных подшипников:
учебное пособие / В.Б. Балякин, К.К. Пилла. – Самара: Издательство
Самарского университета, 2023. – 76 с.: ил.

ISBN 978-5-7883-1982-7

Изложены основные положения расчёта подшипников качения на долговечность.

Предназначено для студентов, изучающих дисциплину «Детали машин и основы конструирования» по направлениям подготовки 24.03.05 Двигатели летальных аппаратов, 24.05.02 Проектирование авиационных и ракетных двигателей и дисциплину «Детали машин» по направлениям подготовки 24.03.04 Авиастроение, 24.05.07 Самолёто- и вертолётостроение, 24.05.01 Проектирование, производство и эксплуатация ракет и ракетнокосмических комплексов.

Подготовлено на кафедре основ конструирования машин.

УДК 621.822.6(075)

ББК 34.445.32я7

ISBN 978-5-7883-1982-7

© Самарский университет, 2023

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
1. СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ РАСЧЕТА ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ	5
1.1 Современное состояние исследований по расчету долговечности подшипников качения	5
1.2 Виды разрушений подшипников качения	13
1.3 Стандартные методики расчёта долговечности и надёжности подшипников качения	24
1.4 Методики расчёта на прочность элементов и деталей подшипников	33
1.5 Вероятностные методы оценки прочности деталей	38
2. МЕТОДИКА РАСЧЁТА ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ С УЧЁТОМ ВЕРОЯТНОСТИ НЕРАЗРУШЕНИЯ ИХ ДЕТАЛЕЙ	40
2.1. Методики оценки прочности деталей подшипников с учетом вероятности неразрушения	40
2.1.1. Напряжения и деформации тонкостенных колец подшипников	40
2.1.2. Определение долговечности с учётом вероятности неразрушения деталей от контактных и изгибных напряжений ...	44
2.2. Методика расчета долговечности подшипников с учетом возможного разрушения бортиков колец. Проверка прочности упорных бортиков роликовых подшипников	50
2.3. Проверка прочности перемычек массивных сепараторов	57
2.4. Методика расчета долговечности подшипников качения с учетом вероятности неразрушения деталей опорного узла	66
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	68
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	69

ВВЕДЕНИЕ

Подшипники качения играют важнейшую роль в работе современных авиационных изделий. К авиационным подшипникам предъявляются всё более высокие требования по работоспособности, скорости вращения, моменту сопротивления вращению, жесткости, грузоподъёмности и долговечности. На долговечность подшипников влияют свойства материалов деталей, способы их термообработки, уровень нагрузок в изделии, качество смазки, температурный режим работы, и другие параметры эксплуатации.

В настоящее время использование подшипников качения в качестве опор роторов двигателей и агрегатов летательных аппаратов не имеет альтернативы. Это связано с тем, что подшипники качения обладают рядом специфических преимуществ перед другими видами подшипников, такими как подшипники скольжения и магнитные подшипники. Преимущества связаны в основном с тем, что при эксплуатации современным авиационным подшипникам качения требуется незначительный объем масла для смазки и охлаждения, а при выполнении истребителями ряда фигур высшего пилотажа подшипники кратковременно вообще могут обходиться без смазки. Оценка усталостной прочности элементов опор ротора авиационного двигателя является одним из важнейших требований надежности и безопасности полета летательных аппаратов.

Несовершенство методик расчёта долговечности подшипников качения снижает достоверность оценки надёжности авиационных изделий в целом.

В данном пособии предлагается методика расчёта долговечности подшипников качения с учётом вероятности неразрушения их деталей.

1. СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ РАСЧЕТА ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Подшипники являются одними из наиболее важных элементов в подавляющем большинстве машин, поэтому высокие требования предъявляются к их грузоподъемности и надежности. Вполне естественно, что подшипники качения стали играть такую важную роль в развитии техники и на протяжении многих лет являются предметом обширных исследований. Технология производства подшипников качения развивалась многие годы и стала отдельной отраслью науки и техники.

С 30-х годов двадцатого века, когда был создан первый в мире авиационный газотурбинный двигатель (ГТД), для разработчиков подшипников качения это стало большим вызовом, так как работа опор ГТД характеризуется высокими скоростями и температурами наряду с жесткими требованиями по вибрации и износостойкости.

Современные аэрокосмические конструкции характеризуются ростом нагрузок, температурных и вибрационных полей, поэтому для обеспечения их работоспособности на весь жизненный цикл двигателя летательного аппарата требуется повышение их надежности и ресурса. С целью снижения затрат на доводку новых аэрокосмических систем с недавних пор становятся всё более высокими требования экономической целесообразности. Эти требования относятся и к подшипникам опор роторов авиационных двигателей, коробок приводов и трансмиссий вертолетов, а также перспективных аэрокосмических систем.

1.1. Современное состояние исследований по расчету долговечности подшипников качения

Разработанная Г. Герцем [1] теория сжатия твердых тел стала началом теории расчета подшипников качения, получившей свое развитие в экспериментальных исследованиях немецкого ученого Штрибека[2]. Авторы А. Пальмгрени, Г. Лундберг [3, 4, 5, 6] впер-

вые разработали теоретические методы расчета оценок долговечности подшипников качения, на основе статистической теории прочности В. Вейбулла [7, 8]. Исследования кривых усталости, проведенные Баскуином [9] положили основу уравнения для определения долговечности подшипников качения. В России авторами первых работ, посвященных теории и методам расчета подшипников качения были: Н.А. Спицин [10], В.Н. Трейер [11], Д.Н. Решетов [122], Е.П. Жильников [13]. Помимо контактных напряжений, на долговечность подшипников влияют такие факторы, как свойства материала деталей подшипника, способы их термобработки, уровень нагруженности в изделии, конструкция деталей подшипника, параметры гидродинамической смазки, температурный режим работы подшипника, условия эксплуатации и т.п.

Пионерами современной теории расчета на долговечность подшипников качения являются Т.А. Harris, Е. Ioannides, М.Н. Kotzalas, Е.В. Zaretsky, Т.Е. Tallian, F.J. Ebert, W.K. Yu, R.M. Barnsby, и другие [16, 17, 18, 19, 20, 21, 22, 23, 24, 25, 26]. Для обеспечения растущих требований по долговечности проводится оптимизация свойств [27] и разработка новых материалов для подшипников качения [28, 29, 30]. Научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы за последние 20 лет значительно повысили ресурс подшипников качения при различных условиях эксплуатации [31, 32], а также привели к повышению точности методов расчета долговечности подшипников.

Т.А. Harris и Е. Ioannides в 1985 году впервые предложили новую методику расчета долговечности подшипников по напряжениям в деталях подшипника с учетом вероятности безотказной работы [14]. В работе описывается новая методика оценки долговечности подшипников качения. Главным достоинством этой методики является выявление статистической зависимости между вероятностью неразрушения деталей подшипника, долговечностью подшипника и критерием, зависящим от усталостных напряжений для элементарной частицы материала в подшипнике. С помощью этой

методики усталостные напряжения и долговечность подшипника могут быть рассчитаны с учетом различных типов нагрузок, материалов и условий эксплуатации. В течение последних 20 лет XX века выявлена была необходимость улучшения методики определения долговечности подшипников качения. В этой связи технический комитет подразделения трибологии Американского сообщества машиностроительных инженеров (American Society of Mechanical Engineers – ASME) вместе с рядом ведущих компаний по производству подшипников объединили усилия и на основе накопленного в течение всего XX века опыта проектирования, расчета долговечности, производства и эксплуатации подшипников предложили новые критерии оценки долговечности подшипников качения и перспективы развития в этой отрасли техники [15].

С начала XX века производители и потребители подшипников ищут пути определения усталостной прочности подшипников качения. Первым общепринятым методом расчета долговечности подшипников стал метод Лундберга-Палмгрена, опубликованный в 1947 году. Этот метод был принят как расчётный в США в 1957 году, позже целый ряд других стран также приняли его, и он до сегодняшнего дня является основой стандарта ISO по расчету долговечности подшипников. Однако недостаток данного метода заключается в том, что метод разработали только по отношению подшипников, изготовленных из твердосплавных сталей AISI 52100 и он позволяет оценить долговечность подшипников только с учетом напряжений Герца, связанных с приложением нормальных усилий. С целью улучшения точности определения долговечности подшипников, изготовленных из других сплавов, и для учета влияния смазки на долговечность к методу были добавлены поправочные коэффициенты, которые были учтены в стандартах ISO в 70-х годах. Несмотря на эти поправочные коэффициенты долговечность подшипников во многих случаях в эксплуатации получается выше рассчитанного этим методом с поправочными коэффициентами. В 1985 году авторы Иоаннидис и Харрис (ИХ)

предложили метод на базе метода Лундберга-Палмгрена, но они включили в этот метод новый фактор, а именно они стали учитывать при расчете долговечности подшипника предел выносливости материалов деталей подшипника (базовые напряжения). Долговечность, определенная по их методу, может быть бесконечной, если уровень напряжений в подшипнике не превышает предел выносливости материала деталей подшипника [20]. В отличие от метода Лундберга-Палмгрена, в котором учитывались только контактные напряжения Герца, метод Иоаннидса-Харриса позволяет учитывать полное напряжение, действующее в деталях подшипника. Метод Иоаннидса-Харриса был преобразован в более обобщенный метод, который вводит коэффициент напряжения, рассчитанный по методу Лундберга-Палмгрена. Таким образом, при расчете долговечности подшипника коэффициент напряжения учитывает влияние на долговечность всех приложенных, индуцированных и остаточных в материале напряжений с учетом эмпирически определенных базовых напряжений – предела прочности. Этот метод, несмотря на то, что лучше первоначального варианта метода расчета долговечности подшипников, не учитывает вероятность разрушения деталей опорного узла.

Вопросы исследования долговечности подшипника изучаются не только в контексте методов расчета и улучшения этих методов, но, и в контексте модернизации самого подшипника и улучшения условий его работы в основном с целью повышения ресурса подшипника. Конструкции подшипников качения, помимо классического сочетания двух колец (внутренне и наружное кольца), между которыми устанавливаются тела качения в сепараторе, бывают разными в зависимости от цели их применения и материалов их составных частей. Авторы Ebert F.J., Stlicht H., Zwirlein O., Boehmer H.J. в своих работах [27, 28] исследовали способы термообработки материалов подшипников для улучшения их прочностных характеристик и износостойкости при гидродинамической смазке. Работы [29, 30, 31, 32, 33] дают подробное изложение о стальных и

керамических материалах, рекомендованных для применения в подшипниках различного применения, а также резюмируют химические, металлургические и физические параметры сталей для подшипников и влияние их на долговечность и надежность подшипника. Выявлено, что наиболее важный фактор, который существенно повысил долговечность и надежность подшипников – это вакуумный переплав подшипниковых сталей. По результатам анализов выявлено, что стали 1С-1.5Cr steel, M50 steel, AISI 52100, AISI 4320, AISI 9310 и их российские аналоги ШХ15, ШХ-15Ш, ЭИ-347 являются самыми распространенными в применении подшипников для различных областей техники.

Авторы Макарчук В.В., Клебанов Я.М., Данильченко А.И. и др. [13, 34, 35, 36] исследовали влияние геометрических параметров поверхностей контактного взаимодействия в подшипнике на долговечность подшипников. В работах исследовалась неоднородность распределения контактного давления, возникающего при эксплуатации между роликами и кольцами подшипника ввиду перекоса, и влияние этого явления на долговечность и динамику движения деталей подшипников. Было показано, что логарифмический профиль создает наименьшую концентрацию давления на концах ролика.

В работах авторов Zaretsky E.V., Ebert F.J., Петров Н.И., Доценко В.Н., Никитин С.В., WangLi, и др. [37, 38, 39, 40, 41, 42, 43, 44] рассматриваются вопросы применения керамических и гибридных подшипников качения в авиационных двигателях. Авторы проводили анализ узлов опор высокоскоростных роторов с подшипниками качения из стальных и керамических материалов с точки зрения их возможного применения для современных и перспективных авиационных газотурбинных двигателей. Отмечены возможные преимущества и недостатки керамических или гибридных (из стали и керамики) подшипников качения.

Подповерхностное скалывание признано одним из самых распространенных типов усталостного разрушения в подшипниках. На протяжении последних десятилетий многие исследователи пы-

тались определить физические механизмы, которые сопутствуют усталостному разрушению подшипников качения и предложили методы обнаружения признаков возникновения усталости деталей подшипников с целью определения долговечности подшипников. В работах [45, 46, 47] авторы анализировали самые известные методы определения усталостного разрушения в подшипниках качения, их преимущества и недостатки.

Фирмы SKF, SCHAEFFLER (FAG), TIMKEN, NTN, IBC, Барден [48, 49, 50, 51, 52, 53,54,55] предлагают тысячи вариаций подшипников, которые используются практически во всех отраслях промышленности, где есть необходимость соблюдения критических допусков, высоких скоростей и долговечности в сложных условиях эксплуатации. Эти варианты включают в себя компоненты для аэрокосмической и оборонной отраслей, вакуумных насосов, пищевой промышленности, робототехники и медицинского оборудования, в том числе рентген и САТ сканеры, и высокоскоростных стоматологических наконечников турбин. Рекомендации этих компаний для расчета долговечности подшипников в основном базируются на стандарте DINISO 281, который не учитывает изгибные напряжения в деталях подшипника и вероятность разрушения деталей опорного узла.

Разработанные стандартизованные методы расчета долговечности подшипников качения стандартных типов, такие как DINISO 281, а также российский стандарт ГОСТ 18855-82 широко применяются для оценки долговечности подшипников опор в технических системах общего назначения, где нет высоких требований к работоспособности и надежности подшипника. Однако многолетний опыт эксплуатации авиационной техники различного типа показывает, что авиационные подшипники, как правило, имеют долговечность выше рассчитанной по вышеуказанным методикам. Это связано в основном с тем, что, во-первых, применяется более высокое качество изготовления авиационных подшипников, во-вторых, используются материалы более высокого качества для

авиационных подшипников, и, в-третьих, применяются лучшие условия организации смазывания подшипников. Эти причины практически не учитываются в стандартных методиках расчета долговечности подшипников качения. Российские научно-исследовательские институты, такие как ЦИАМ им. Баранова, ВНИПП и др. разработали методики расчета подшипников авиационных двигателей [13], учитывающие большинство указанных факторов. Обширные и глубокие исследования долговечности авиационных подшипников качения позволили фирме SCHAEFFLER и целому ряду европейских и американских фирм сделать уточнения к методике DINISO 281 и создать методику, которую можно рекомендовать для расчетов подшипников авиационных и ракетных двигателей [20].

Анализ научных исследований, опубликованных в журналах, индексируемых в базе SCOPUS/WoS по теме долговечности подшипников, показывает, что, несмотря на достигнутые результаты по расчету долговечности подшипников качения, это направление исследования всё ещё представляет большой интерес для мирового научного сообщества. Количество статей опубликованных по годам растет с каждым годом в течение последних 70 лет (рисунок 1), при этом ведущими учеными являются Е. Ioannides, Т.А. Harris, Т. Sakai, Е. V. Zaretsky и др. (рисунки 2, 3, 4).



Рисунок 1 – Количество публикаций по долговечности подшипников за 70 лет

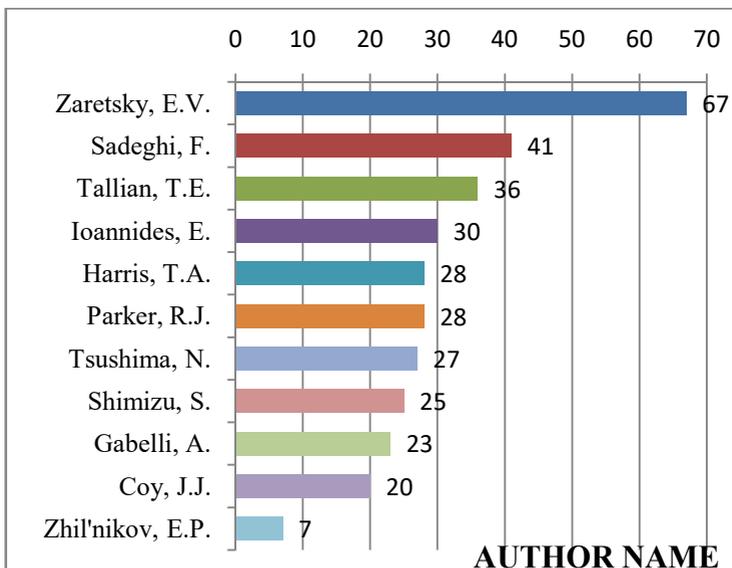


Рисунок 2 – Ведущие мировые ученые, изучающие долговечность подшипников

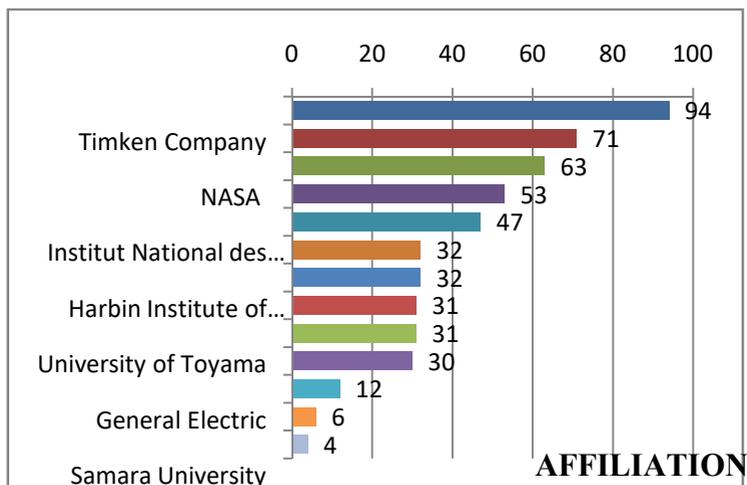


Рисунок 3 – Организации, занимающиеся вопросами долговечности подшипников

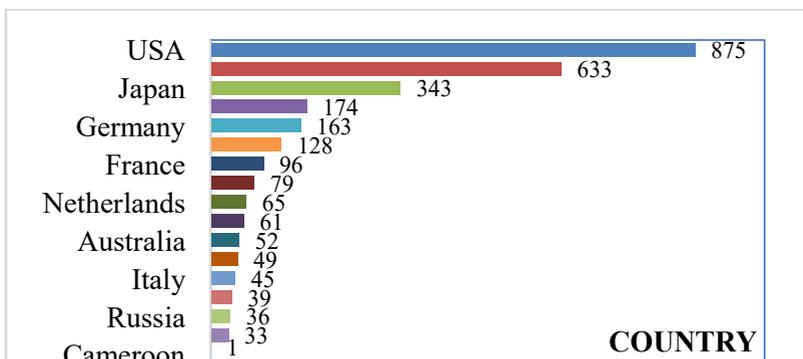


Рисунок 4 – Лидирующие страны в научных исследованиях по долговечности подшипников

Несовершенство современных методов оценки долговечности подшипников качения в совокупности с неточностью средств технического контроля качества сборки снижает возможность прогнозирования долговечности и достоверной оценки надежности машины в целом. Поэтому разработка методики расчета долговечности подшипников качения тяжело нагруженных авиационных подшипниковых узлов с учетом вероятности неразрушения деталей опорного узла является актуальной задачей.

1.2 Виды разрушений подшипников качения

Подшипники проектируются и выбираются для применения в опорах технических систем на определенное время. Авиационные шарикоподшипники проектируются так, чтобы они имели большую долговечность. При условии, что подшипник правильно подобран по назначению, максимальную долговечность можно получить путем его правильной установки, смазки и обслуживания. Согласно стандартным методам расчета долговечности подшипников качения, его отказом считается тот момент, когда появляются первые очаги скалывания на поверхности качения элементов подшипника [17]. Неудовлетворительные условия эксплуатации, а именно влажные или загрязненные среды и неправильный уход

может привести к преждевременному выходу из строя подшипника. Когда подшипник выходит из строя, необходимо определить точную причину повреждения для того, чтобы оценить, какие нужны мероприятия для устранения или избежания преждевременного разрушения подшипника.

Анализ видов разрушений подшипников показывает, что основной причиной потери работоспособности подшипников качения является усталостное выкрашивание.

Усталостное выкрашивание рабочих поверхностей тел качения и беговых дорожек колец проявляется в виде раковин (рисунок 5) или отслаивания (рисунки 6 и 7).

Усталостное выкрашивание элементов подшипника может возникать вследствие длительного циклического контактного нагружения, что является нормальным для подшипника, находящегося в длительной эксплуатации (рисунок 7).



Рисунок 5 – Усталостная раковина на дорожке качения наружного кольца сферического роликоподшипника



Рисунок 6 – Усталостное скалывание на поверхности внутреннего кольца шарикоподшипника

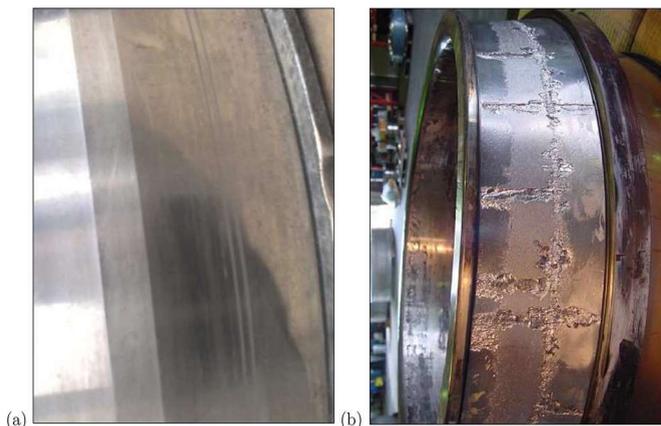


Рисунок 7 – Раковины на подшипнике главного вала модуля воздушной турбины. Зарождение износа (а) и чрезмерное разрушение в результате длительной эксплуатации (b)

Нормальное усталостное разрушение подшипника, как правило, развивается постепенно и сопровождается повышением уровня вибрации в подшипнике. Однако усталостное разрушение может быть также вызвано повышенной механической и тепловой нагрузкой, перекосом наружного кольца или вала, присутствием

абразивных частиц в смазке, недостатком смазки в трущихся поверхностях, и т.п.

Бринеллирование – тоже один из часто встречающихся видов разрушения подшипников качения. Это пластические деформации на дорожках качения (вмятины) вследствие действия ударных нагрузок или больших статических нагрузок без вращения.

Бринеллирование происходит, когда нагрузки превышают предел пластичности материала кольца. Бринеллирование проявляется как вмятины на дорожках качения, которые приводят к повышению вибрации и шума. Существуют два вида бринеллирования – ложное и истинное, как показано на рисунке 8.

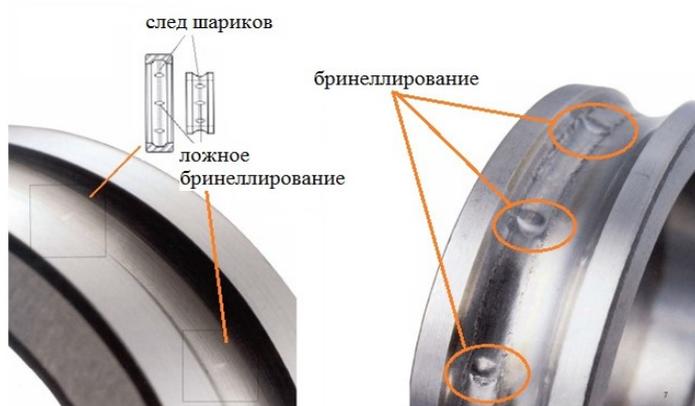


Рисунок 8 – Бринеллирование на внутреннем кольце подшипника качения

Недостаточная смазка может привести к целому ряду дефектов подшипника. Разрушение подшипника может произойти при эксплуатации, когда нет достаточной смазки для создания устойчивой масляной пленки между телами качения и дорожками или сепаратором. Задиры рабочих поверхностей качения по причине недостаточной смазки или слишком малых зазоров из-за неправильного монтажа. Как правило, в авиационных конструкциях и прочих системах, работающих при высоких скоростных и темпе-

ратурных режимах, нехватка смазки и недостаточное охлаждение подшипника могут привести к перегреву подшипника и, следовательно, к повышенному усталостному разрушению элементов подшипника. Повреждения от недостаточной смазки бывают различными в зависимости от степени теплового воздействия. Это могут быть небольшие изменения цвета металла из-за перегрева (рисунок 9), образование задиров и отслоений металла (рисунок 10) или полное заедание подшипника из-за локальных тепловыделений в подшипнике (рисунок 11).



Признаки потеря работоспособности из-за перегрева



Разрушение подшипника из-за нехватки смазки

Рисунок 9 – Изменение цвета металла из-за перегрева подшипника

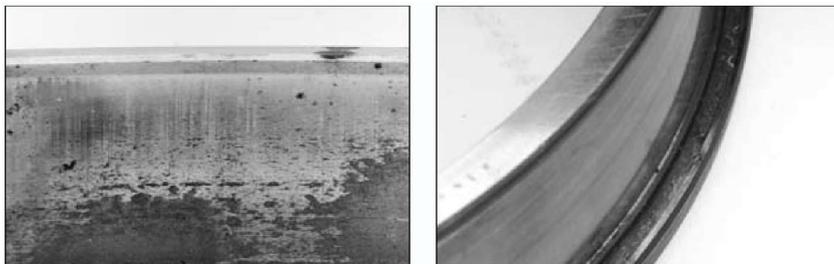


Рисунок 10 – Задиры и отслоение поверхности внутреннего кольца подшипника

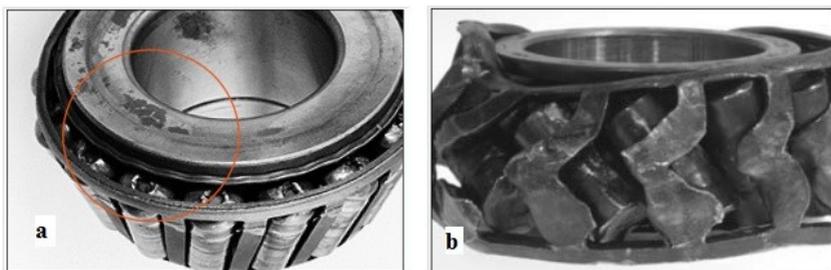


Рисунок 11 – Заедание подшипника (а), когда перегрев приводит к текучести металла роликов и буртика кольца и расширению сепаратора. Полное заедание подшипника из-за деформации роликов (b)

Повышенная механическая нагрузка вызывает преждевременное скалывание поверхности беговых дорожек колец. Избыточный предварительный натяг может генерировать большое количество тепла, что может привести к разрушениям, похожим на разрушение, вызванное нехваткой смазки. Смазка, предназначенная для работы в нормальных условиях, может не работать в условиях избыточного натяга по причине того, что прочности масляной пленки может не хватать для восприятия избыточных нагрузок. Избыточный натяг может также привести к преждевременному возникновению подповерхностных усталостных повреждений даже в условиях устойчивой масляной пленки между трущимися поверхностями. Зарождение таким образом скалывания в деталях подшипника приводит к снижению долговечности. Рисунки 12 и 13 показывают примеры разрушения подшипника из-за избыточной нагрузки.

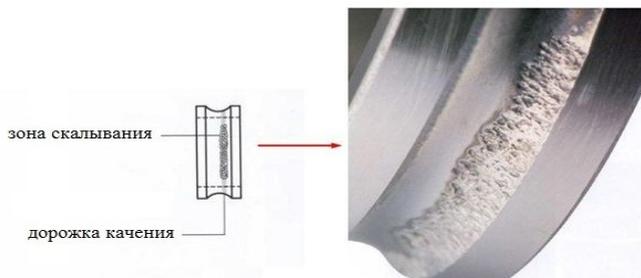


Рисунок 12 – Интенсивное скалывание дорожки качения из-за перегрузки



Рисунок 13 – Разрушение деталей роликоподшипника под действием избыточного натяга при маленькой скорости вращения

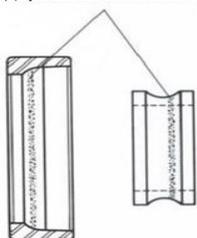
Наблюдается абразивный износ подшипника от попадания пыли. Микроскопические посторонние предметы вследствие плохой защиты могут привести к повышенному абразивному износу подшипника. Песок, маленькая металлическая стружка от обработки деталей или маленькие частицы металла от износа зубьев коробки приводов изнашивают тела качения и дорожки качения. В конических подшипниках больше изнашиваются концы тел качения и буртики внутреннего кольца (рисунки 14 и 15). Такой износ может привести к увеличению радиального и осевого зазоров подшипника, вследствие которого может появляться перекос вала и снижение долговечности подшипника. Посторонние предметы могут попасть в подшипник через неправильно смонтированное

или дефектное уплотнение, при не эффективной фильтрации масла или дефектного масляного фильтра. Применение совершенных конструкций уплотнений подшипниковых узлов уменьшает износ рабочих поверхностей подшипника.

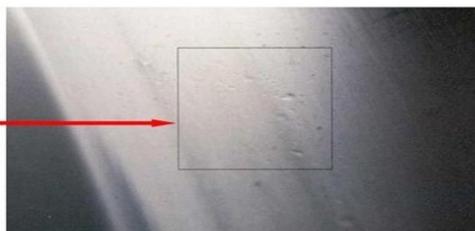


Рисунок 14 – Абразивный износ роликов и буртика кольца

Неравномерные
вмятины на
дорожках качения



Аналогичные
вмятины или
царапины будут
на телах качения



Эффект попадания посторонних предметов
в подшипник

Рисунок 15 – Абразивный износ на подшипнике качения

Наблюдается разрушение сепараторов от действия центробежных сил и воздействия на сепаратор тел качения. Этот вид разрушения является основной причиной потери работоспособности быстроходных подшипников (рисунок 16).

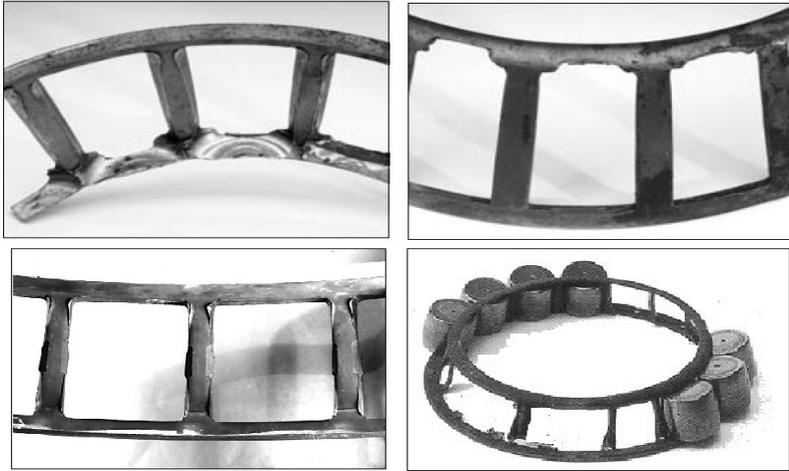


Рисунок 16 – Разрушение сепаратора подшипника

В высоконагруженных подшипниках большие нагрузки служат причиной возникновения вмятин перемычек сепаратора, а большие усталостные напряжения в сепараторе могут приводить к преждевременному зарождению трещин и разрушения перемычек сепаратора (рисунок 17).

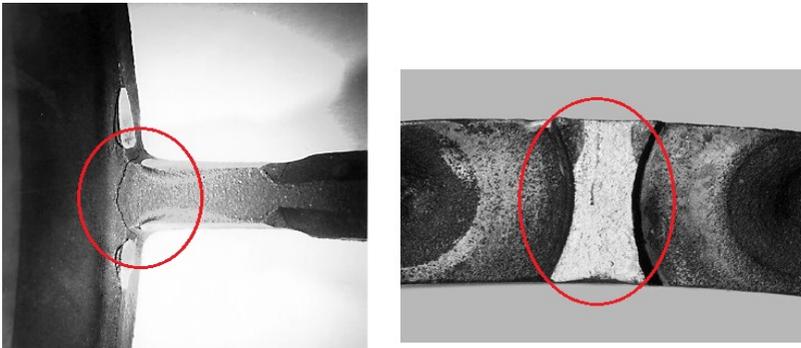


Рисунок 17 – Усталостные трещины в перемычке с последующим разрушением сепаратора

Часто наблюдается усталостные трещины и изломы колец высоконагруженных подшипников качения опор роторов авиационных ГТД. Как правило, в авиационных конструкциях применяются тонкостенные детали с целью уменьшения веса конструкции. В подшипниках авиационных двигателей используются тонкостенные детали колец и валов [56, 57,58,59]. Это связано с тем, что в тонкостенных деталях возникают значительные напряжения растяжения и изгиба от действующих нагрузок и центробежных сил, вследствие которых возможно усталостное разрушение этих деталей. В таких случаях другие факторы сильно увеличивают вероятность зарождения трещины в подшипнике и увеличивают скорость роста усталостной трещины (рисунок 18).



Рисунок 18 – Усталостное разрушение кольца подшипника из-за попадания посторонних предметов в дорожку качения

Это явление также наблюдается в подшипниках ступицы колес шасси самолёта. На рисунке 19 показан пример разрушения подшипников из-за избыточных изгибных и растягивающих напряжений.



Рисунок 19 – Разрушение конического подшипника ступицы колеса

Рассмотренные выше виды разрушения подшипников качения показывают, что несмотря на то, что многие виды отказа подшипников качения и причины их возникновения хорошо изучены, однако вопрос определения долговечности подшипников требует дальнейшего совершенствования. Анализ основных видов разрушения подшипников показал, что при расчёте на долговечность высоконагруженных авиационных подшипников, целесообразно учитывать не только контактные напряжения, но и растягивающие, сжимающие и изгибные напряжения в кольцах и сепараторах.

1.3 Стандартные методики расчёта долговечности и надёжности подшипников качения

Подшипник качения может в принципе иметь бесконечный ресурс при идеальных условиях эксплуатации и усталостных напряжениях ниже допускаемых. На практике в эксплуатации условия работы подшипника не идеальны, поэтому рано или поздно начинается усталостное разрушение материала элементов подшипника. Время до появления первых очагов усталостного разрушения является функцией уровня нагрузки и количества оборотов (циклов нагружения), сделанных подшипником. По классической теории контактного разрушения усталость возникает вследствие касательных напряжений, циклически возникающих в подповерхностных слоях нагруженного материала элемента подшипника. Через некоторое время эти напряжения производят трещины, которые постепенно вырастают до поверхности тела качения, куски металла отслаиваются и это явление называется скалыванием. Подшипник выходит из строя, когда уровень скалывания превышает допустимых значений по условиям работоспособности и надёжности опорного узла. Долговечность подшипника определяется как количество оборотов, которые совершать подшипник до появления зарождающегося скалывания. Однако это не означает, что подшипник не может быть использован после появления первых очагов скалывания. Скалывание – длительный процесс усталостного разрушения подшипника, который дает о себе знать путем увеличивающиеся уровня шума и вибрации опорного узла.

В соответствии с российскими стандартами [60, 61, 6262, 63] расчет долговечности авиационных подшипников качения проводится по формуле

$$L_{ha} = L_h a_1 a_{23},$$

где L_h – расчетное значение номинальной долговечности подшипника; $-a_1, a_{23}$ поправочные коэффициенты.

Расчетное значение номинальной долговечности определяется по стандартной методике расчета по формуле

$$L_h = \frac{10^6 L}{60n},$$

где n – частота вращения кольца в об./мин.

При этом долговечность подшипника L в миллионах оборотов вращающегося кольца определяется по формуле

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^m.$$

Здесь C – динамическая грузоподъемность, P – приведенная динамическая нагрузка.

В формуле экспериментальный показатель степени принимается для роликовых подшипников – $m = 3,33$, а для шариковых – $m = 3$.

Значения динамической грузоподъемности C определяются по таблицам [60, 62].

Приведенная динамическая нагрузка определяется по зависимостям:

$$P = VF_r K_\sigma - \text{для радиальных подшипников};$$

$P = (XVF_r + YF_a)K_\sigma$ – для радиально-упорных подшипников, если $P \geq VF_r K_\sigma$;

$$P = F_a K_\sigma - \text{для упорных подшипников.}$$

Здесь F_r – радиальная сила; F_a – осевая сила; X и Y – коэффициенты приведения динамической нагрузки [60].

Коэффициент вращения $V=1$, если вращается внутреннее кольцо подшипника и $V=1,2$, если вращается наружное кольцо при неподвижном внутреннем. Значение коэффициента безопасности K_σ рекомендуется принимать из таблицы 1.1 [13].

Таблица 1.1 – Значения коэффициента безопасности K_b

Характер нагрузки	K_b	Область применения
Спокойная нагрузка	1,00	Механизмы управления, приводы приборов
Лёгкие толчки, небольшая вибрация	1,05...1,10	Механизмы управления, редукторы приборов, агрегатов и насосов
Умеренные толчки и вибрация	1,15...1,20	Главные редукторы вертолётов и ГТД
Значительные толчки и вибрация	1,25...1,35	Опоры вала винта, электроагрегаты
Сильные ударные и вибрационные нагрузки	1,35...1,60	Подшипники авиаколёс

Для подшипников, предназначенных для работы при высоких температурах, табличное значение динамической грузоподъёмности C следует умножить на температурный коэффициент K_T . Этот коэффициент учитывает влияние понижения твёрдости рабочих поверхностей на контактную выносливость подшипниковых материалов. Для подшипников из стали ШХ-15 значение коэффициента определяют из таблицы 1.2.

Таблица 1.2– Значение температурного коэффициента K_T

Температура отпуска, °С	150	175	200	225	250	275	300
Обозначение	-	-	T	$T1$	$T2$	-	$T3$
Твёрдость, HRC	63	60	58,5	57	56	55	53,5
Допустимая температура, °С	125	150	175	200	225	250	275
Коэффициент K_T	0,96	0,905	0,855	0,80	0,755	0,710	0,665

Для подшипников из теплостойких сталей 8Х4В9Ф2, М50 и М50Ni1 при температурах до 300 °С $K_T=1,0$.

Известно, что расчетное значение номинальной долговечности L_h соответствует 90-процентной вероятности безотказной работы подшипника. При повышенных требованиях к вероятности безотказной работы вводится поправочный коэффициент a_1 .

На основе экспериментальных исследований значение коэффициента a_1 в зависимости от требуемой вероятности безотказной работы P_e определяется по формуле [61]:

$$a_1 = \left(\frac{\ln P_e(t)}{\ln 0,9} \right)^{\frac{1}{e_0}}.$$

Здесь e_0 – экспериментально определяемый коэффициент, значение которого рекомендуется принимать равным $e_0 = 10/9$ – для шариковых и $e_0 = 9/8$ – для роликовых подшипников.

Значение коэффициента безотказной работы для всех типов роликовых подшипников качения, изготовленных из сталей электрошлакового или вакуумного переплава, можно принять как в следующей таблице 1.3.

Таблица 1.3 – Значения коэффициента a_1

Вероятность безотказной работы P_e	0,9	0,95	0,96	0,97	0,98	0,99
Коэффициент a_1	1,0	0,62	0,53	0,44	0,33	0,21

Проверку статической грузоподъемности рекомендуется выполнять по условию:

$$f_S = \frac{C_0}{P_0} \geq s_0.$$

Здесь f_S – критерий уровня нагруженности подшипника; s_0 – запас статической грузоподъемности, величину которого рекомендуется выбирать по таблице 1.4.

Таблица 1.4 – Ориентировочные значения запаса статической грузоподъемности

Тип работы подшипника	Требования по малошумности					
	Не важно		Обычно		Важно	
	Шарик	Ролик	Шарик	Ролик	Шарик	Ролик
Плавная без вибраций	0,5	1	1	1,5	2	3
Обычная	0,5	1	1	1,5	2	3,5
Удары	1,5	2,5	1,5	3	2	4

Значение статической грузоподъемности C_0 определяется по таблицам [643].

Коэффициент a_{23} учитывает, прежде всего, влияние на долговечность условий смазывания в контактах. Вместе с тем его величина зависит также от уровня нагрузок на подшипник и применяемых материалов.

По рекомендациям [64,65, 66] значение коэффициента a_{23} устанавливается приближенно по таблице 1.5.

Обширные и глубокие исследования долговечности авиационных подшипников качения позволили фирме *FAG* сделать уточнения к методике DINISO 281 и создать методику, которую можно рекомендовать для расчетов подшипников авиационной и аэрокосмической техники

Таблица 1.5 – Значение коэффициента a_{23} , учитывающего условия эксплуатации (по рекомендациям ВНИПП)

Тип подшипника	Условия эксплуатации		
	Обычное	При частично гидродинамической смазке	При полностью гидродинамической смазке
Все типы шариковых, кроме сферических	0,7...0,8	1,0	1,2...1,4
Роликовые цилиндрические и шариковые сферические	0,5...0,6	0,8	1,0...1,2
Роликовые конические	0,6...0,7	0,9	1,1...1,3
Роликовые сферические	0,3...0,4	0,6	0,8...1,0

В соответствии с рекомендациями фирмы *FAG* [20, 52, 67] расчет долговечности авиационных подшипников качения производится по формуле

$$L_{ha} = L_h a_1 a_{23} f f_m f_t f_r,$$

где L_h – расчетное значение номинальной долговечности подшипника;

$a_1, a_{23}, f, f_m, f_t, f_r$ – поправочные коэффициенты.

Расчет номинальной долговечности L_h и определение коэффициента a_1 , учитывающего требуемую вероятность безотказной работы, выполняется, как указано ранее. Значение коэффициента a_{23} определяется в зависимости от уровня нагруженности подшипника и условий смазывания в контактах.

Характеристика уровня нагруженности f_S определяется, как указано ранее.

Влияние смазки на долговечность подшипников качения установлено экспериментально рядом отечественных и зарубежных исследователей и отражено в современных методах расчета [68,69, 70]. При этом выбор коэффициента a_{23} осуществляется в зависимости от характеристики режима смазывания в подшипнике, определяемой по рекомендации Tallian T.E. [71, 72] отношением

$$\lambda = \frac{h}{\sqrt{R_{ск1}^2 + R_{ск2}^2}},$$

где h – толщина смазочного слоя; $R_{ск1}$, $R_{ск2}$ – средние квадратичные отклонения микронеровностей шероховатых поверхностей.

Как указывалось выше, коэффициент a_{23} учитывает прежде всего, влияние на долговечность условий смазывания в контактах. Вместе с тем его величина зависит также от уровня нагрузок на подшипник и применяемых материалов. По рекомендациям фирмы *FAG* значение коэффициента a_{23} находится в зависимости от характеристики режима смазывания λ .

Наиболее благоприятным условиям эксплуатации соответствуют: максимальная чистота смазки в контактах и относительно невысокие нагрузки. При полном разделении колец и тел качения гидродинамической смазочной пленкой возможен переход к высокой (почти до бесконечности) долговечности подшипника. Указанные условия включают: относительно невысокий уровень нагрузок (большое значение f_S), а также весьма высокую степень чистоты смазки в контактах колец и тел качения. Последнее обеспечивается при смазке подшипников через специальные форсунки

(не разбрызгиванием внутри редуктора или другого узла) и использовании фильтров со степенью очистки не менее 5 мкм.

При $\lambda < 3,5$ в подшипниках наблюдается смешанное трение, когда шероховатые поверхности колец и тел качения не полностью разделены эластогидродинамическим смазочным слоем. В этих условиях на долговечность подшипника оказывают влияние загрязнения в смазочном масле.

По данным фирмы *FAG* у различных материалов разная чувствительность к повреждениям, вызываемым посторонними частицами в смазке. Аналогичные результаты были получены также в СНТК им. Н.Д. Кузнецова. Наиболее высокое сопротивление этим повреждениям у применяемых для изготовления аэрокосмических подшипников сталей марки M50 и особенно M50NiL. Близкой по химическому составу и свойствам к стали M50 является российская сталь 8Х4В9Ф2 (ЭИ347).

Коэффициент f_m учитывает более высокую долговечность подшипников из этих сталей и зависимость от режима смазывания. Для подшипников из обычных подшипниковых сталей, а также для любых материалов при $\lambda > 3,5$ следует принять $f_m = 1$.

Многочисленными исследованиями установлено, что долговечность подшипников зависит от точности их изготовления, уровня технологии их производства и контроля качества. В этой связи фирмой *FAG* для авиационных подшипников, изготовленных по высокому и сверхвысокому классам точности, рекомендуется принять $f_r = 2$ – для шариковых радиальных и радиально-упорных подшипников, а также радиальных роликоподшипников с короткими цилиндрическими роликами и конических роликоподшипников. Для всех остальных подшипников принимается $f_r = 1$.

Указанные значения коэффициента f_r учитывают уровень производства и опыт эксплуатации подшипников фирмы *FAG* . В этой связи величину f_r необходимо устанавливать каждой подшипниковой фирме.

По рекомендациям фирмы *SKF* [48] расчет долговечности подшипников общего назначения можно выполнять по формуле:

$$L_{ha} = L_h a_1 a_{SKF}.$$

Значение номинальной долговечности L_h и коэффициента a_1 , учитывающего требуемую вероятность безотказной работы, определяются, как указано ранее.

Коэффициент a_{SKF} отражает влияние нескольких факторов и определяется по диаграммам параметра k , построенным на основе экспериментов.

Параметр k диаграммы связан с условиями смазки и определяется по относительной вязкости применяемой смазки

$k = \frac{\nu}{\nu_1}$, где ν – кинематическая вязкость применяемой смазки при рабочей температуре, а ν_1 – рекомендуемая для эффективного смазывания вязкость смазки.

Рекомендуемое значение кинематической вязкости смазки, обеспечивающей достаточную степень разделения металлических поверхностей тел и дорожек качения, можно определить в зависимости от скорости вращения и габаритов подшипника.

Изложенные выше методы расчета подшипников качения основаны на предложенной Пальмгреном кривой контактной выносливости, приведенной на рисунке 20,а. Firmой *SKF* предложено использовать при расчетах долговечности подшипников качения кривую выносливости, приведенную на рисунке 20, б.

На основе собственных экспериментов фирмой установлены и приведены в каталоге выпускаемых фирмой подшипников [48] значения нагрузки P_u , соответствующей пределу контактной выносливости.

Коэффициент a_{SKF} определяется в зависимости от отношения $\eta_c = \frac{P_u}{P}$. Здесь P – приведенная динамическая нагрузка подшипника, определяемая, как показано ранее. Для подшипников фирмы *SKF* значение нагрузки P_u , соответствующей пределу контактной выносливости, определяется по данным работы [48].

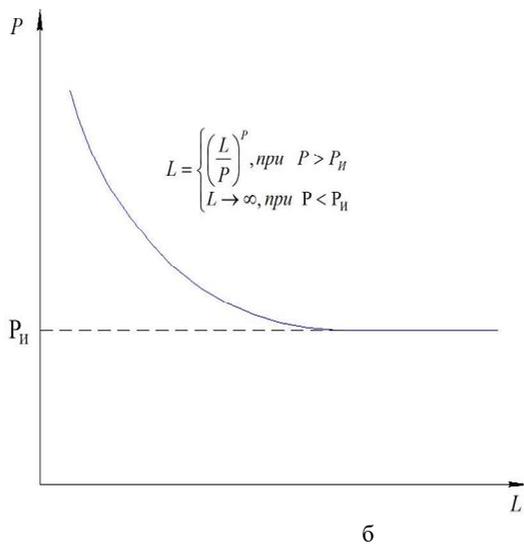
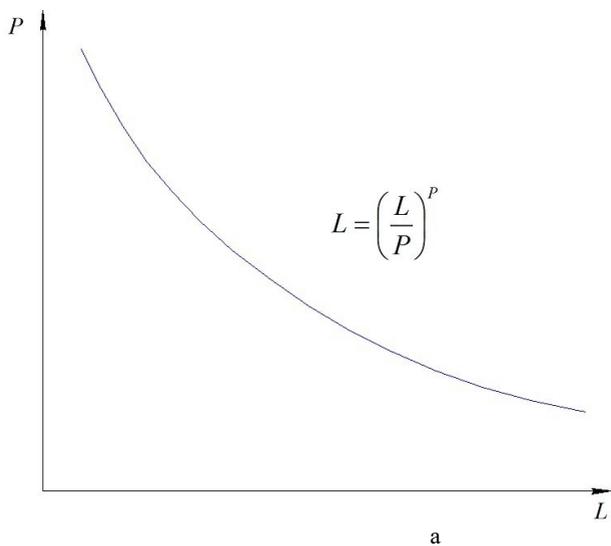


Рисунок 20 – Кривая выносливости: а – по Пальмгрену; б – по SKF

Для подшипников можно принять приближенно:

– $P_u = \frac{C_0}{9}$ – для роликовых подшипников;

– $P_u = \frac{C_0}{27}$ – для шариковых подшипников.

Поправочный коэффициент η_c , учитывающий влияние степени загрязнения смазки, определяется на основе экспериментальных данных.

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 [13].

Для выполнения расчетов долговечности подшипников по контактным напряжениям необходимо знание характеристик кривой контактной выносливости подшипниковых материалов.

К сожалению, в опубликованных источниках информации не указаны сведения о характеристиках контактной прочности подшипниковых материалов – базовых контактных напряжениях и параметрах уравнения кривой контактной выносливости.

1.4 Методики расчёта на прочность элементов и деталей подшипников

Все детали подшипника должны обладать работоспособностью, т.е. в течение заданного срока службы надежно выполнять свои функции. Прочность является основным критерием работоспособности деталей подшипника. Выход из строя детали может произойти либо вследствие возникновения недопустимо больших остаточных деформаций, либо вследствие её разрушения. Существ-

вуют два основных вида выхода деталей из строя – это объемное разрушение детали (поломка) и поверхностное (контактное) разрушение детали. Более опасным из них является поломка детали, поскольку она может привести не только к простою машины, но и к тяжелой аварии.

Методы расчета деталей машин на прочность зависят от характера изменения нагрузок во времени и могут быть разделены на три группы: при однократном, малоцикловом и многоцикловом нагружении. При работе подшипников качения, как правило, имеет место многоцикловоенагружение, вследствие которого может произойти усталостное разрушение подшипника. Однократное и малоцикловое нагружения могут возникать только при монтаже и транспортировке подшипника, в случае которых применяются необходимые технологические и эксплуатационные меры предотвращения разрушения подшипника.

В зависимости от формы детали подшипника и от условий нагружения возникает то или иное напряженное состояние, характеризуемое величиной и направлением главных напряжений.

Элементы и детали подшипника подвергаются контактному напряжению. В основе расчета деталей на контактную прочность лежат формулы Герца. Контактное давление в подшипниках является специальной формой контактного взаимодействия, при котором выпуклая поверхность контактирует с вогнутой поверхностью. По формуле Герца наибольшее контактное напряжение в контакте может быть определено по формуле (см. рисунок 21)

$$\sigma_H = \frac{m \cdot F^{\frac{1}{2}} \cdot E^{\frac{2}{3}}}{R^{\frac{2}{3}}},$$

где m – коэффициент зависящий от отношения $\frac{A}{B} < 1$, здесь

$$A = \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_4}, B = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_3};$$

R_1, R_2 – главные радиусы кривизны одного контактирующего тела;

R_3, R_4 – главные радиусы кривизны другого контактирующего тела, если в главном нормальном сечении контакт внутренний, то радиус охватываемого тела принимаем отрицательным;

F – нормальная сила в контакте;

$$\frac{1}{E^*} = \frac{1-\varepsilon_1^2}{E_1} + \frac{1-\varepsilon_2^2}{E_2} \text{ – приведенный модуль упругости, МПа;}$$

E_1, E_2 – модули упругости материалов сопрягаемых деталей;

$\varepsilon_1, \varepsilon_2$ – коэффициенты Пуассона сопрягаемых деталей;

R – приведенный радиус кривизны:

$$\frac{1}{R} = \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_4} \text{ – приведенная кривизна в плоскости наиболее}$$

плотного контакта.

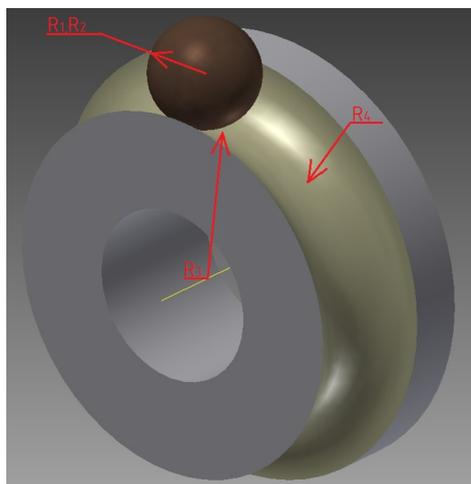


Рисунок 21 – Пример точечного контакта: внутреннее кольцо подшипника и тела качения

Деформация при контактном взаимодействии также рассчитывается с помощью задачи Герца следующим образом: твёрдый шар радиуса R вдавливаются в упругое полупространство на глубину d (глубина проникновения), образуя область контакта радиуса $a = \sqrt{R \cdot d}$ (рисунок 22).

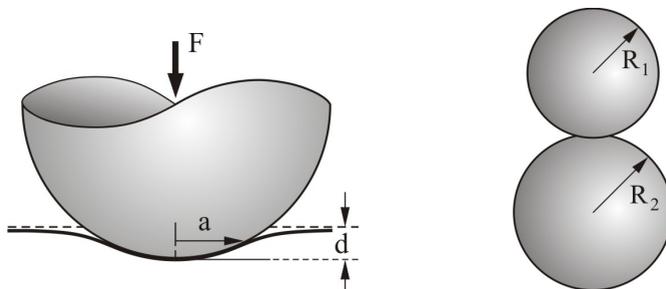


Рисунок 22 – Контакт между шаром и упругим полупространством

Необходимая для этого сила равна $F = \frac{4}{3} \cdot E^* \cdot R^{\frac{1}{2}} \cdot d^{\frac{3}{2}}$.

При контакте двух шаров с радиусами R_1 и R_2 эти уравнения справедливы для приведённого радиуса R .

Распределение давлени p в площади контакта рассчитывается как

$$p = p_0 \cdot \left(1 - \frac{r^2}{a^2}\right)^{\frac{1}{2}}, \text{ где } p_0 = \frac{2}{\pi} \cdot E^* \cdot \left(\frac{d}{R}\right)^{\frac{1}{2}}.$$

Максимальное касательное напряжение достигается под поверхностью при $z \approx 0,49a$ для $\nu = 0,33$.

В расчетной практике часто объемная прочность детали оценивается по максимальным напряжениям, действующим в ее опасных сечениях. Виды объемных напряжений, которые имеют место в деталях подшипника – это нормальные напряжения при центральном растяжении, изгибающие и касательные напряжения при изгибе, касательные напряжения при срезе и напряжения от кручения. Величина напряжения определяется по известным формулам сопротивления материалов или теории упругости.

Нормальное напряжение определяется по формуле

$$\sigma = \frac{F}{A},$$

где F – растягивающая (сжимающая) сила; A – площадь поперечного сечения.

При изгибе в поперечном сечении деталей действуют нормальные и касательные напряжения. Величина нормальных напряжений в произвольной точке С рассматриваемого сечения

$$\sigma_u = \frac{M_u \cdot y}{I_x},$$

где M_u – изгибающий момент в рассматриваемом сечении балки, Н·мм; I_x – момент инерции сечения относительно нейтральной оси ОХ, мм⁴; y – расстояние от поверхности до нейтральной оси, мм.

Наибольшие нормальные напряжения возникают в точках, наиболее удаленных от нейтральной оси.

Величина касательных напряжений в точке определяется по формуле

$$\tau = \frac{Q \cdot S_x}{I_x \cdot b}$$

где Q – поперечная (перерезывающая) сила в рассматриваемом сечении балки, Н;

S_x – статический момент относительно нейтральной оси части сечения, расположенной выше уровня y , мм³;

b – ширина сечения на уровне y , мм.

Следует отметить, что касательные напряжения оказывают существенное влияние на прочность при изгибе только в случае коротких стержней, высота сечения которых составляет не менее 1/3 их длины (например, напряженное состояние перемычек сепаратора подшипника).

При кручении цилиндрического стержня в его поперечном сечении действуют касательные напряжения, наибольшее значение которых определяется по формуле

$$\tau_{кр} = \frac{T}{W_\rho},$$

где T – крутящий момент в рассматриваемом сечении, Н·мм; W_ρ – полярный момент сопротивления, мм³.

Напряжения среза могут быть определены по формуле

$$\tau_{cp} = \frac{F}{A_{cp}},$$

где F – сила, вызывающая срез, Н; A_{cp} – площадь среза, мм².

Методики построения эпюр нагрузок и расчета геометрических параметров поперечного сечения можно посмотреть в справочнике сопротивления материалов [57, 58].

1.5 Вероятностные методы оценки прочности деталей

Вероятностные методы расчета деталей машинна выноси- вость в многоцикловой области нашли достаточно широкое при- менение в ряде отраслей машиностроения, так как эти методы по- зволяют расчетом оценить надежность деталей в зависимости от ресурса на стадии проектирования и доводки машины, выявить оптимальные конструкторское и эксплуатационное решения.

Для вероятностной оценки прочности детали необходимо оп- ределить амплитудные и средние напряжения, действующие в де- тали. Для этого сделаем расчет напряжений для двух сечений на- ружного и внутреннего колец. Общие нормальные напряжения, действующие в детали в сложном напряженном состоянии, опре- деляются по формуле:

$$\sigma_i = \sigma_{ui} + \sigma_{pi},$$

где σ_{ui} – изгибающие напряжения в i -ом сечении детали;

σ_{pi} – растягивающие напряжения в i -ом сечении детали.

Максимальные σ_{\max} и минимальные σ_{\min} напряжения рассчи- тываются по этой формуле. Далее амплитудные и средние напря- жения определяются последующим формулам:

$$\sigma_a = \frac{|\sigma_{\max} - \sigma_{\min}|}{2}, \sigma_m = \frac{|\sigma_{\max} + \sigma_{\min}|}{2}.$$

Коэффициент вариации предельных напряжений для сечения рассчитывается по следующему соотношению:

$$\vartheta = \frac{\sigma_a}{3 \cdot \sigma_m},$$

Коэффициент запаса рассчитывается по формуле:

$$S = \frac{\sigma_{-1}}{K_\sigma \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m};$$

Квантиль для наружного и внутреннего колец считаем по формулам:

$$u = \frac{S - 1}{\sqrt{(S^2 \cdot \vartheta_1^2 + \vartheta_2^2)}},$$

где ϑ_1, ϑ_2 – коэффициент вариации предельных и расчетных напряжений соответственно.

Вероятностный метод расчёта на прочность деталей подшипника требует рассмотрения нормированного распределения случайной величины Z путем объединения двух распределений случайных величин предельных напряжений и случайных величин расчётных напряжений при том, что условием разрушения является превышение расчётными напряжениями предельных. Допуская, что предельные и расчетные напряжения в подшипнике случайные величины, плотность распределения которых соответствует нормальному закону, вероятность неразрушения детали может быть определена по формулам, приведенным в работе [57]:

$$P = erf\left(\frac{u}{\sqrt{2}}\right) = \sqrt{\frac{2}{\pi}} \cdot \sum_{i=1}^{\infty} \left(\frac{(-1)^{i-1} \cdot u^{2 \cdot i - 1}}{2^{i-1} \cdot (i-1)! \cdot (2 \cdot i - 1)} \right)$$

$$\text{или } P = erf\left(\frac{u}{\sqrt{2}}\right) = \frac{2}{\sqrt{2\pi}} \int_0^u e^{\left(\frac{-z^2}{2}\right)} dz.$$

Таким образом, вероятность неразрушения любой детали может быть рассчитана. С помощью полученной вероятности неразрушения можно оценить соответствуют ли заданные конструктивные и эксплуатационные параметры детали требованиям надежности системы.

2. МЕТОДИКА РАСЧЁТА ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ С УЧЁТОМ ВЕРОЯТНОСТИ НЕРАЗРУШЕНИЯ ИХ ДЕТАЛЕЙ

2.1. Методики оценки прочности деталей подшипников с учетом вероятности неразрушения

2.1.1. Напряжения и деформации тонкостенных колец подшипников

Как правило, в авиационных изделиях применяются тонкостенные детали с целью уменьшения веса конструкции. В подшипниках авиационных двигателей используются тонкостенные детали колец и валов [13,57]. 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.

Для оценки характеристик податливости колец подшипника рассмотрим обобщенную модель установки подшипника в двигателе (рисунок 23), при котором подшипник устанавливается между двумя валами, вращающимися с разными частотами оборотов.

Рассчитываются следующие геометрические характеристики поперечного сечения наружного и внутреннего колец подшипника.

Средний диаметр подшипника (диаметр центров роликов)

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

Внутренний диаметр наружного кольца и наружный диаметр внутреннего кольца соответственно:

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

Средние радиусы наружного и внутреннего колец соответственно:

$$R_n = \frac{(D_n + D_{нк})}{4}, \quad R_g = \frac{(d_g + d_{вк})}{4}.$$

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.

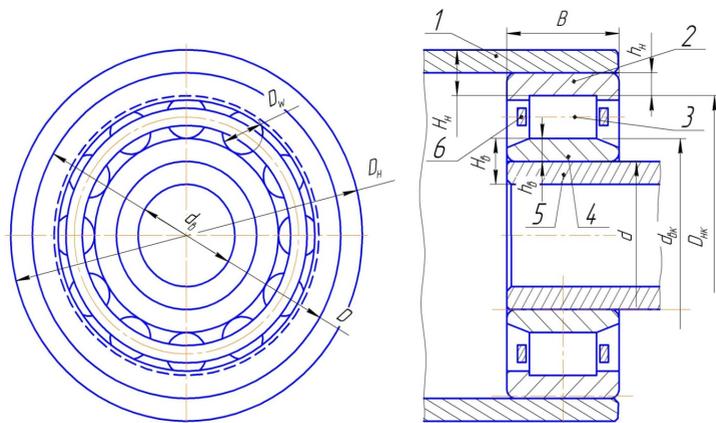


Рисунок 23 – Схема установки подшипника в двигателе:

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

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.

Толщины наружного и внутреннего колец определяются по формулам:

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

Площади сечений наружного и внутреннего колец соответственно

$$A_n = 2 \cdot B \cdot H_n, A_в = 2 \cdot B \cdot H_в$$

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

$$J_H = \frac{B \cdot H_H^3}{6}, \quad J_B = \frac{B \cdot H_B^3}{6}$$

Угловая скорость вращения ролика в переносном движении, называемая на практике скоростью вращения сепаратора без проскальзывания [13] определяется как

$$\omega_0 = \frac{\pi \cdot n_0}{30},$$

где $n_0 = \frac{(n_g \cdot (1-\gamma) + n_n \cdot (1+\gamma))}{2}$.

Здесь относительная характеристика γ определяется по соотношению

$$\gamma = \frac{D_w}{d_m}.$$

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

$$\sum \rho_H = \frac{2}{(D_w \cdot (1+\gamma))}, \quad \sum \rho_B = \frac{2}{(D_w \cdot (1-\gamma))}.$$

При работе подшипника возникает центробежная сила от роликов, которая увеличивает радиальную нагрузку на кольца подшипника. Центробежная сила одного ролика определяется

$$F_c = \frac{m_w \cdot d_m \cdot \omega_0^2}{2000},$$

где $m_w = \frac{\gamma_w \cdot \pi \cdot D_w^2 \cdot l_w}{4000000}$ – масса ролика.

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:

$$\begin{cases} \lambda_H = \frac{R_H^3}{2 \cdot E \cdot J_H} \cdot \frac{\alpha^3}{360} + \frac{R_H}{E \cdot A_H \cdot \alpha}, \\ \lambda_\theta = \frac{R_\theta^3}{2 \cdot E \cdot J_\theta} \cdot \frac{\alpha^3}{360} + \frac{R_\theta}{E \cdot A_\theta \cdot \alpha} \end{cases}$$

Если $\alpha > 20^\circ$, то соответственно:

$$\lambda_\theta = \frac{1}{2 \cdot E \cdot \sin^2(\alpha/2)} \left(\frac{R_\theta^3}{2 \cdot J_\theta} \cdot \left(\frac{\alpha}{4} + \frac{1}{4} \cdot \sin \alpha \cdot \frac{2 \cdot \sin^2\left(\frac{\alpha}{2}\right)}{\alpha} \right) + \frac{R_\theta}{A_\theta} \cdot \left(\frac{\alpha}{4} + \frac{\sin \alpha}{4} \right) \right);$$

$$\lambda_H = \frac{1}{2 \cdot E \cdot \sin^2(\alpha/2)} \left(\frac{R_H^3}{2 \cdot J_H} \cdot \left(\frac{\alpha}{4} + \frac{1}{4} \cdot \sin \alpha \cdot \frac{2 \cdot \sin^2(\alpha/2)}{\alpha} \right) + \frac{R_H}{A_H} \cdot \left(\frac{\alpha}{4} + \frac{\sin \alpha}{4} \right) \right),$$

где $\alpha = \frac{2\pi}{z}$ – угловой шаг между роликами;

E – модуль упругости материала колец.

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

$$\delta_\theta = \lambda_\theta \cdot F_\theta; \delta_H = \lambda_H \cdot F_H.$$

Контактное усилие рассчитывают по приближенной формуле [13]:

$$F_0 = \sqrt[0,925]{\frac{\Delta \cdot l_w^{0,85}}{8,1 \cdot 10^{-5}}}.$$

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

$$F_H = F_\theta + F_C.$$

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

$$\delta_{\text{в}} = 8,1 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{F_{\text{в}}^{0,925}}{l_{\text{в}}^{0,85}},$$

$$\delta_{\text{н}} = 8,1 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{F_{\text{н}}^{0,925}}{l_{\text{н}}^{0,85}}.$$

Для выполнения расчетов по этой методике была написана программа в пакете MathLab. Используя цикл программа находит усилия на наружном и внутреннем кольце исходя из того деформации колец равны натягу с точность 0.001мкм. Программа подбирает усилие на внутреннем кольце, пока не будет выполнено условие: $\left| \frac{\Delta - \delta_{\text{в}} - \delta_{\text{н}}}{\Delta} \right| < 0,001$.

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

$$\sigma_{\text{в}} = 2 \cdot \frac{F_{\text{в}}}{\pi \cdot b_{\text{в}} \cdot l_{\text{в}}};$$

$$\sigma_{\text{н}} = 2 \cdot \frac{F_{\text{н}}}{\pi \cdot b_{\text{н}} \cdot l_{\text{н}}},$$

где $b_{\text{в}} = 3,34 \cdot 10^{-3} \cdot \sqrt{\frac{F_{\text{в}}}{\Sigma \rho_{\text{в}} \cdot l_{\text{в}}}}$, $b_{\text{н}} = 3,34 \cdot 10^{-3} \cdot \sqrt{\frac{F_{\text{н}}}{\Sigma \rho_{\text{н}} \cdot l_{\text{н}}}}$ – ширина площадки контакта на внутреннем и наружном кольце соответственно.

2.1.2. Определение долговечности с учётом вероятности разрушения деталей от контактных и изгибных напряжений

Долговечность определим с учетом напряжений в деталях подшипника. Напряжения в контактах роликов с кольцами без учета перекоса колец определяются по формулам

$$\sigma_{\text{в}} = 2 \cdot \frac{F_{\text{в}}}{\pi \cdot b_{\text{в}} \cdot l_{\text{в}}};$$

$$\sigma_{\text{н}} = 2 \cdot \frac{F_{\text{н}}}{\pi \cdot b_{\text{н}} \cdot l_{\text{н}}}.$$

Тогда долговечность колец определяется по формулам:

$$L_{h_6} = \frac{10^6}{6 \cdot (|n_6 - n_0|) \cdot Z} \cdot \left(\frac{\sigma_\delta}{\sigma_6} \right)^8;$$

$$L_{h_n} = \frac{10^6}{6 \cdot (|n_n - n_0|) \cdot Z} \cdot \left(\frac{\sigma_\delta}{\sigma_n} \right)^8.$$

Расчетную долговечность подшипника с учетом вероятности неразрушения любого из колец по рекомендациям [13, 57] определим по формуле

$$L_{h0} = \left(L_{h_6}^{-1,25} + L_{h_n}^{-1,25} \right)^{-0,8}.$$

Для расчета долговечности подшипника с учетом вероятности неразрушения нам необходимо определить амплитудные и средние напряжения в кольцах. Для этого сделаем расчет усилий, моментов и напряжений и для двух сечений наружного и внутреннего колец.

В сечении контакта ролика с кольцами:

Растягивающие напряжения вычисляются по формулам

$$\sigma_{p_6} = \frac{F_{p_6}}{A_6}, \quad \sigma_{p_n} = \frac{F_{p_n}}{A_n},$$

где $F_{p_6} = -\frac{F_6}{2 \cdot \operatorname{tg} \alpha}$, $F_{p_n} = \frac{F_n}{2 \cdot \operatorname{tg} \alpha}$ – растягивающие усилия,

A_6 и A_n – площадь поперечного сечения внутреннего и наружного колец соответственно.

Изгибные моменты для внутреннего и наружного валов будут

$$M_6 = F_6 \cdot m_6; \quad M_n = F_n \cdot m_n,$$

где коэффициенты m_6 и m_n вычисляются по формулам

$$m_n = R_n \cdot \left(\frac{1}{2 \cdot \alpha} - \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha} \right), \quad m_6 = R_6 \cdot \left(\frac{1}{2 \cdot \alpha} - \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha} \right).$$

Изгибные напряжения колец считаем по формулам

$$\sigma_{u_6} = M_6 \cdot \frac{\left(h_6 - \frac{H_6}{2} \right)}{J_6}, \quad \sigma_{u_n} = M_n \cdot \frac{\left(h_n - \frac{H_n}{2} \right)}{J_n}.$$

Суммарные напряжения для внутреннего и наружного колец принимают значения $\sigma_{\sigma 1} = \sigma_{u_6} + \sigma_{p_6}$, $\sigma_{\sigma n} = \sigma_{u_n} + \sigma_{p_n}$.

В сечении между двумя соседними роликами.

Растягивающие напряжения вычисляются по формулам:

$$\sigma_{p\epsilon 1} = \frac{F_{p\epsilon 1}}{A_\epsilon}, \sigma_{pH 1} = \frac{F_{pH 1}}{A_H},$$

где $F_{p\epsilon 1} = -\frac{F_\epsilon}{2 \cdot \sin \alpha}$, $F_{pH 1} = \frac{F_H}{2 \cdot \sin \alpha}$ – растягивающие усилия в данном сечении

Изгибные моменты для наружного и внутреннего валов

$$M_{\epsilon 1} = F_\epsilon \cdot m_{\epsilon 1}, M_{H 1} = F_H \cdot m_{H 1},$$

где $m_{H 1} = R_H \cdot \left(\frac{1}{2 \cdot \alpha} - \frac{1}{\sin \alpha} \right)$, $m_{\epsilon 1} = R_\epsilon \cdot \left(\frac{1}{2 \cdot \alpha} - \frac{1}{\sin \alpha} \right)$.

Изгибные напряжения колец рассчитываем по формулам

$$\sigma_{u\epsilon 1} = M_{\epsilon 1} \cdot \frac{\left(h_\epsilon - \frac{H_\epsilon}{2} \right)}{J_\epsilon}, \sigma_{uH 1} = M_{H 1} \cdot \frac{\left(h_H - \frac{H_H}{2} \right)}{J_H}.$$

Общие напряжения для наружного и внутреннего колец принимают значения $\sigma_{\epsilon 2} = \sigma_{u\epsilon 1} + \sigma_{p\epsilon 1}$, $\sigma_{H 2} = \sigma_{uH 1} + \sigma_{pH 1}$.

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

$$\sigma_{a\epsilon} = \frac{|\sigma_{\epsilon 1} - \sigma_{\epsilon 2}|}{2}, \sigma_{aH} = \frac{|\sigma_{H 1} - \sigma_{H 2}|}{2}, \sigma_{m\epsilon} = \frac{|\sigma_{\epsilon 1} + \sigma_{\epsilon 2}|}{2}, \sigma_{mH} = \frac{|\sigma_{H 1} + \sigma_{H 2}|}{2}.$$

Коэффициент вариации предельных напряжений для внутреннего и наружного колец рассчитываются по следующим соотношениям:

$$\vartheta_\epsilon = \frac{\sigma_{a\epsilon}}{3 \cdot \sigma_{m\epsilon}};$$

$$\vartheta_H = \frac{\sigma_{aH}}{3 \cdot \sigma_{mH}}.$$

Коэффициент запаса для наружного и внутреннего колец рассчитываются по формулам

$$S_\epsilon = \frac{\sigma_{-1}}{K_\sigma \cdot \sigma_{a\epsilon} + \psi_\sigma \cdot \sigma_{m\epsilon}};$$

$$S_H = \frac{\sigma_{-1}}{K_\sigma \cdot \sigma_{aH} + \psi_\sigma \cdot \sigma_{mH}}.$$

Квантиль для наружного и внутреннего колец определим по следующим формулам:

$$u_\epsilon = \frac{(S_\epsilon - 1)}{\sqrt{(S_\epsilon^2 \cdot \vartheta_\sigma^2 + \vartheta_\epsilon^2)}};$$

$$u_n = \frac{(S_n - 1)}{\sqrt{(S_n^2 \cdot \vartheta_\sigma^2 + \vartheta_n^2)}}.$$

Вероятность разрушения колец определим по формулам вероятности, приведенным в работе [57]:

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

$$P_n = \sum_{i=1}^{\infty} \left(\frac{(-1)^{i-1} \cdot u_n^{2 \cdot i-1}}{2^{i-1} \cdot (i-1)! \cdot (2 \cdot i-1)} \right) \cdot \sqrt{\frac{2}{\pi}}.$$

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

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

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

где $P = \frac{0,9}{P_\sigma \cdot P_n}$.

Теперь рассчитаем долговечность при требуемой вероятности безотказной работы по формуле: $L_h = L_{h0} \cdot a_1$

По представленной методике написана программа расчета в программном пакете MATLAB. Интерфейс пользователя программы расчёта показан на рисунке 24.

Полученные зависимости вероятности безотказной работы P от натяга Δ , коэффициента a_1 от натяга Δ и P , а также логорифма долговечности L_h от натяга Δ для межвального роликоподшипника 5-272822P2 представлены на рисунках 25-28.

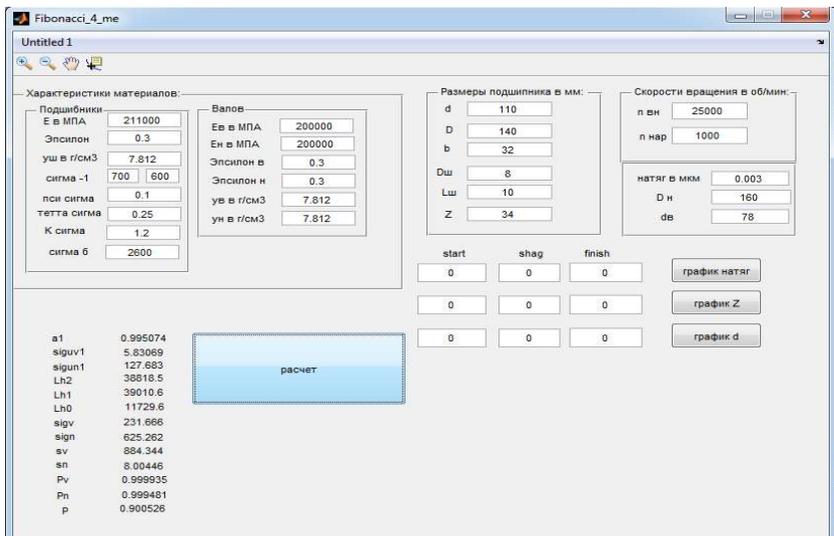


Рисунок 24 – Интерфейс пользователя программы расчёта долговечности межвального роликоподшипника

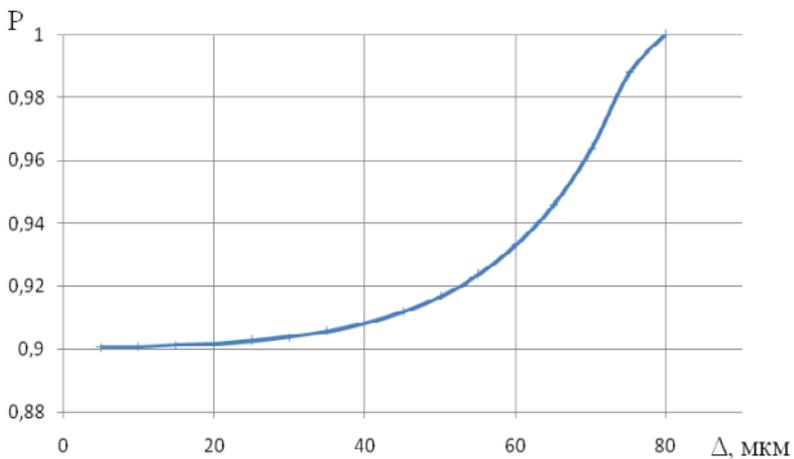


Рисунок 25 – Зависимость требуемой вероятности безотказной работы P от натяга

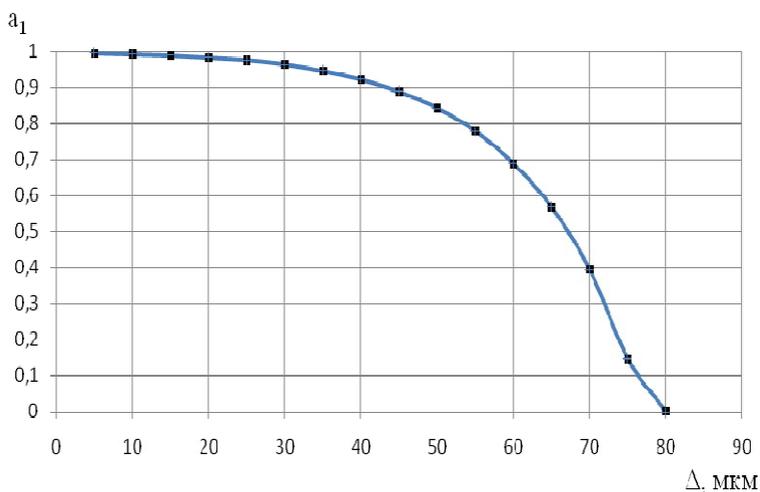


Рисунок 26 – Зависимость необходимого поправочного коэффициента для обеспечения требуемой вероятности безотказной работы от натяга

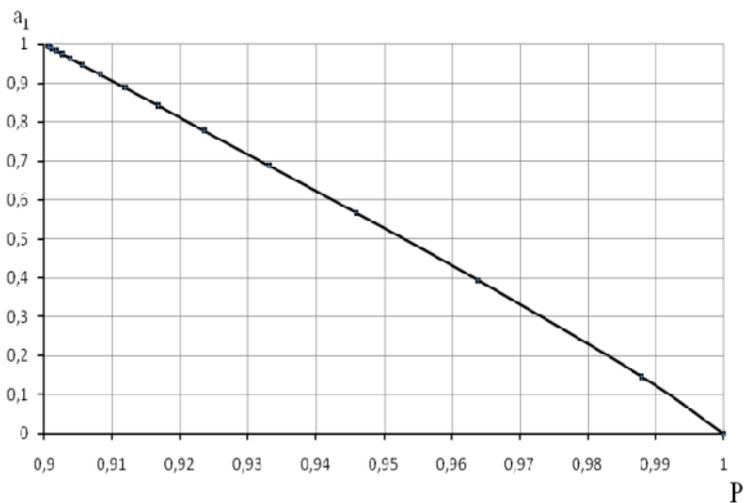


Рисунок 27 – Зависимость поправочного коэффициента от требуемой вероятности безотказной работы P

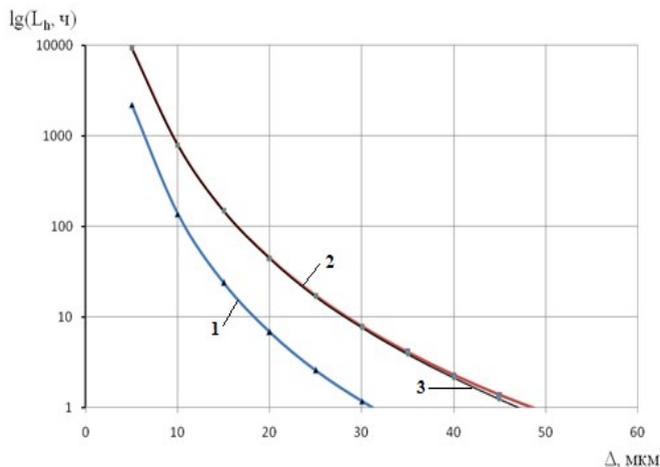


Рисунок 28 – Зависимость долговечности отнатяга:
 1 – долговечность без учёта податливости, 2 – долговечность с учётом податливости и 3 – долговечность с учётом податливости и требуемой вероятности безотказной работы

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 ведения коэффициента вероятности, в результате которого несколько падает долговечность.

2.2. Методика расчета долговечности подшипников с учетом возможного разрушения бортиков колец. Проверка прочности упорных бортиков роликовых подшипников

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: рулѐж-

ка – взлёт – посадка – рулёжка. 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. Фрактнографический анализ излома бортика показал, что разрушение носило хрупкий характер. В условиях усталости это имеет место быть для пластичных материалов, которые могут разрушиться без видимых медленнорастущих усталостных трещин.

Методика расчёта подшипников авиаколёс [73], 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. Однако не учитывается прочность бортика внутреннего кольца подшипника при критических режимах нагружения.

При работе конического подшипника большая часть осевых нагрузок в опоре воспринимаются 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.

Расчет на прочность бортика внутреннего кольца подшипника выполняется аналитическим методом. Схема нагружения упорного бортика внутреннего кольца приведена на рисунке 29. Усилия, действующие на бортик, принимаем, как приложенными на среднем диаметре бортика. Значения усилий определяются из условия силового равновесия ролика.

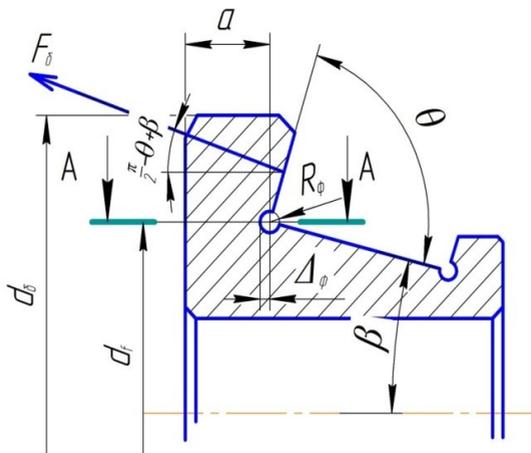


Рисунок 29 – Схема нагружения бортика в контакте с торцом ролика

При расчёте на прочность бортика рассматриваем его, как фланец толщиной $h = a - \Delta\phi$, изготовленный вместе с конической трубой, где $\Delta\phi$ – 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 пренебречь. Тогда изгибающий момент $M_{из2}$ у основания бортика можно определить по формуле

$$M_{из2} = F_{\delta} \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - \theta + \beta\right) \cdot \frac{(d_{\delta} - d_f)}{4}.$$

В подшипнике имеется число роликов z , 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

$$M_{из2} = \sum_{i=1}^z F_{\delta i} \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - \theta + \beta\right) \cdot \left(\frac{d_{\delta} - d_f}{4}\right).$$

$$\text{Нормальные напряжения от изгиба } \sigma_{изг} = \frac{M_{изг}}{W_{A-A}},$$

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:

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

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

$$\tau_{ср} = \frac{\sum_{i=1}^Z F_{6i} \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - \theta + \beta\right)}{S_{A-A}}.$$

Подставляя $M_{изг}$, S_{A-A} и I_{A-A} в соответствующие уравнения, получим окончательные формулы нормальных и касательных напряжений:

$$\sigma_{изг} = \frac{3 \cdot \sum_{i=1}^Z F_{6i} \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - \theta + \beta\right) \cdot (d_6 - d_f)}{2 \cdot \pi \cdot d_f \cdot h^2};$$

$$\tau_{ср} = \frac{\sum_{i=1}^Z F_{6i} \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - \theta + \beta\right)}{\pi \cdot d_f \cdot h}.$$

Другая составляющая силы F_6 создаёт радиальные напряжения в сечении А–А, которые определяются следующим выражением:

$$\sigma_r = \frac{\sum_{i=1}^Z F_{6i} \cdot \sin\left(\frac{\pi}{2} - \theta + \beta\right)}{\pi \cdot d_f \cdot h}.$$

Таким образом, эквивалентное напряжение на основании бортика по четвёртой теории напряжённого состояния [57] будет:

$$\sigma_{\text{эквIV}} = K_{\sigma d} \cdot \sqrt{(\sigma_{\text{игб}} + \sigma_p)^2 + 3\tau_{\text{ср}}^2},$$

где $K_{\sigma d} = 1 + q(\alpha_{\sigma} - 1)$ – эффективный коэффициент концентрации напряжений для растягиваемого ступенчатого цилиндрического стержня с кольцевой галтелью [58].

Здесь q – коэффициент чувствительности материала к данному виду деформации; α_{σ} – теоретический коэффициент концентрации напряжений.

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

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{-1}}{[s]},$$

где σ_{-1} – предел выносливости материала кольца подшипника, $[s]$ – коэффициент запаса.

Для конструкции стоек шасси самолёта, в зависимости от типа самолёта и условий эксплуатации, рекомендуется принимать $[s]=1,2\dots1,4$.

Кроме нормальных и растягивающих напряжений, в контакте бортика с роликом возникают напряжения смятия, которые определяются следующей формулой: $\sigma_{\text{см}} = \frac{F_{\delta}}{A}$, где A – площадь контакта между поверхностью бортика и торцом ролика, определяемая по чертежу.

Как мы отметили ранее, усилие F_{δ} неравномерно распределено по окружности, поэтому будем оценивать напряжения смятия по наибольшему значению $F_{\delta}^{\text{наиб}}$.

Для подшипника со следующими геометрическими параметрами: $d = 100 \text{ мм}; D = 150 \text{ мм}; d_{\delta} = 125,2 \text{ мм}; d_f = 118,56 \text{ мм}; d_{f\text{ср}} = 113,19 \text{ мм}; a = 5,65 \text{ мм}; R_{\phi} = 0,5 \text{ мм}; \Delta_{\phi} = 0,49 \text{ мм}; \theta = 89,5^{\circ}; \beta = 14^{\circ}$, распределение нагрузки по торцам роликов приведены в таблице 2.1.

Таблица 2.1 – Распределение усилий по торцам роликов

№ ролика	F_{6i} , 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

Подставляя данные таблицы в соответствующие формулы, получим напряжения:

$$\sigma_{изз} = 24,41 \text{ МПа}; \tau_{ср} = 12,63 \text{ МПа}; \sigma_p = 3,27 \text{ МПа}.$$

Механические характеристики материала внутреннего кольца:

$$\sigma_b = 1270 \text{ МПа}; \sigma_{-1} = 617 \text{ МПа}; E = 203 \text{ ГПа}; \rho = 7850 \text{ кг/м}^3.$$

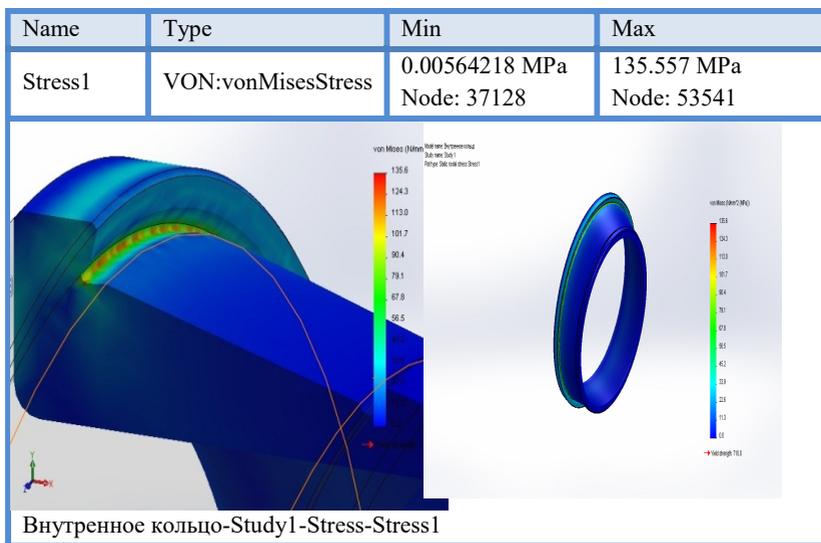
Эффективный коэффициент концентрации напряжений

$$K_{\sigma d} = 3,7 \left(\frac{d_b}{d_{ср}} = 1,11; \frac{R_\phi}{d_{ср}} = 0,0044 \right), [58] \text{ следовательно,}$$

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

Для проверки точности аналитического расчёта проводились расчёты на прочность бортика внутреннего кольца подшипника в программном пакете SolidWorksSimulation. 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 прочностных задач. На протяжении многих лет программа хорошо зарекомендовала себя в качестве средства для проведения достоверных инженерных расчётов. Результаты расчёта приведены в таблице 2.2.

Таблица 2.2 – Результаты расчёта



Все показанные напряжения в таблице 2.3 – эквивалентные напряжения по Мизесу. Результаты компьютерного моделирования показывают, что максимальные напряжения возникают у основания бортика. Максимальное напряжение $\sigma_{экрМ} = 135,56$ МПа по результатам численного расчёта отличается от максимального напряжения $\sigma_{экр IV} = 130,2$ МПа, рассчитанного по аналитической методике на 3,78%. Результаты компьютерного моделирования и результаты разработанной методики свидетельствует о том, что рабочие напряжения $\sigma_{экр IV}$ не превышают допускаемые напряжения $[\sigma] = \sigma_{-1} / [s] = 440,7$ МПа. Следовательно, одной из причин разрушения бортика может стать накопление повреждений, в результате действия повторно переменных нагрузок во времени. Очевидно, это неоднократная посадка самолёта при боковом ветре, которая является вполне штатной ситуацией, не может вызывать разрушение бортика кольца подшипника. 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.

При работе подшипника бортик испытывает знакопостоянные циклические напряжения с амплитудой $\sigma_a = \sigma_{max} = 135,56$ МПа. Минимальное напряжение $\sigma_{min} = 0$ и, следовательно, среднее напряжение будет $\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = 67,5$ МПа. Зная свойства материала подшипника, вероятность безотказной работы бортика P_G можно определить по методике, приведенной выше в разделе 2.1.2. При расчитанном квантили вероятности $u = 2,699$, вероятность безотказной работы бортика получится $P_G = 0,99304$. Полученную вероятность безотказной работы бортика используем при определении коэффициента вероятности a_1^* при расчете долговечности подшипника.

2.3. Проверка прочности перемычек массивных сепараторов

Наряду с выкрашиванием беговых дорожек и тел качения подшипника, часто выходит из строя и сепаратор. Тонкостенные штампованные сепараторы разрушаются по сечению, ослабленному отверстиями под заклепки, а массивные сепараторы – по перемычкам между телами качения. Основной причиной разрушения сепараторов является большие давления со стороны тел качения, а также центробежные силы, которые тем больше, чем выше окружная скорость. В данном разделе рассматривается методика прочностного расчета подшипника качения с помощью метода сопротивления материалов, и проверка полученных результатов расчета методом конечных элементов [74] на примере массивного сепаратора роликового подшипника.

Для расчета применяется программный пакет ANSYS (продукт фирмы ANSYSInc.) [75]. Модель получена с применением упорядоченной сетки конечных элементов. В качестве материала сепаратора рассматривается сталь 40ХН2МА-Ш. Рассматриваются

различные способы базирования сепаратора. С помощью решения такой задачи можно определить наиболее приемлемый способ центрирования сепаратора с точки зрения запасов прочности.

Геометрическая модель сепаратора может быть создана в любом пакете трёхмерного моделирования. В данном случае в качестве такого пакета применялся UnigraphicsNX 8.0. Поскольку деталь обладает поворотной симметрией, нет необходимости моделировать её полностью, достаточно создать модель элемента симметрии. Для дальнейшего наложения сетки КЭ проведём дополнительные построения. Необходимо объём детали, подвергаемый разбиению на КЭ, разделить на меньшие объёмы, которые можно свести к фигурам, топология которых позволяет наложить упорядоченную сетку (Рисунок 30).

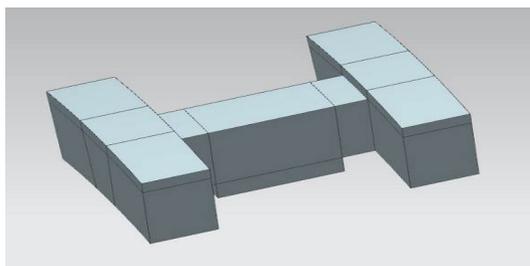


Рисунок 30 – 3D-модель элемента сепаратора

Для расчета на прочность деталь необходимо перевести в программу ANSYS. Результат представлен на рисунке 31. Для расчёта будем применять конечный элемент (КЭ) *Solid185*, и как вспомогательный для построения сетки – *Shell181*. Выбирается тип конечного элемента и задаются свойства материала.

По оценкам западных компаний расчеты с неупорядоченной сеткой можно считать лишь весьма приближенными, не дающими особой точности, в силу особенностей октаэдрических элементов и практически неконтролируемого способа разбиения модели на конечные элементы. Так же данный способ почти не поддается оп-

тимизации. Поэтому все ведущие мировые фирмы производят расчеты с помощью упорядоченной сетки конечных элементов, которая практически лишена вышеуказанных недостатков.

Число элементов следует задавать таким, чтобы на противоположных ребрах площадки оно было одинаковым.

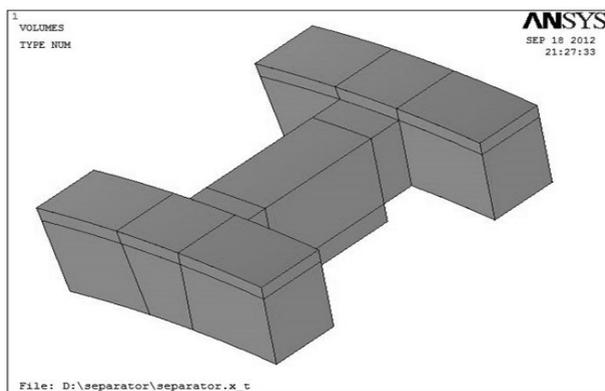


Рисунок 31 – Объёмное отображение детали

Также следует учитывать, что упорядоченная сетка может быть построена только на поверхности, ограниченной тремя или четырьмя линиями. Полученная сетка показана на рисунке 32.

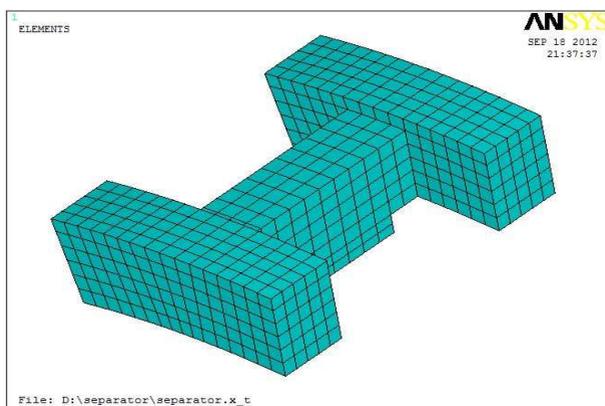


Рисунок 32 – Элемент сепаратора, разбитый на сетку КЭ

Чтобы получить полную модель сепаратора, необходимо создать угловые копии созданного сектора. Полученный результат представлен на рисунке 33.

Нагрузка на контактную поверхность сепаратора в зависимости от формы тел качения может быть распределена на длине контактной линии от 1 до 5 мм, согласно техническим требованиям чертежа на данный подшипник (рисунок 34). Силы будем прикладывать в узлы элементов, принадлежащие поверхностям контакта с роликами.

Нагрузки от роликов на сепаратор передаются через перемишки. Перемишка является наиболее нагруженным элементом сепаратора, поэтому для расчёта сепаратора на прочность необходимо рассчитать нагрузки, действующие на все перемишки сепаратора из условия равновесия

Затем выбрать наиболее нагруженную перемишку и использовать значения нагрузок на перемишку при расчёте на прочность в программном комплексе ANSYS (таблица 2.3).

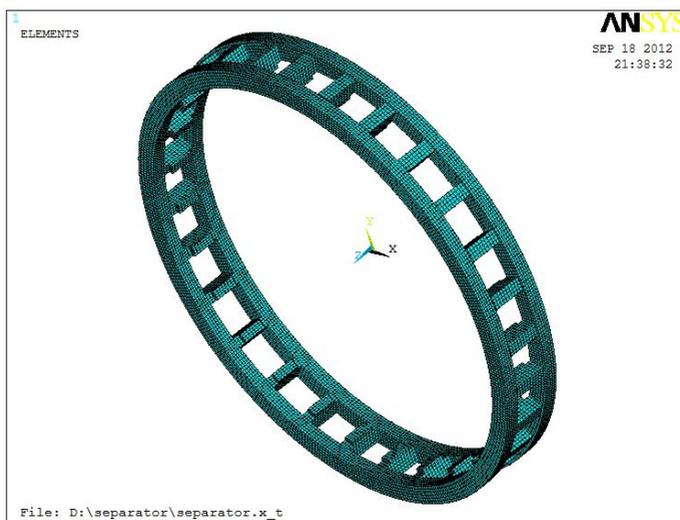


Рисунок 33 – КЭ модель сепаратора

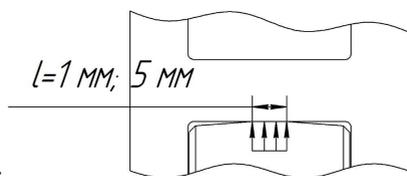


Рисунок 34 – Способ приложения нагрузки

Таблица 2.3 – Значения максимальных нагрузок на сепаратор

Материал	Вид центрирования	Величина нагрузки, Н
Сталь 40ХН2МА-Ш	по наружному кольцу	156,96
	по внутреннему кольцу	255,06

Необходимо отметить, что нагрузки на перемычки сепаратора зависят от способа базирования сепаратора и материала, из которого он изготовлен. При базировании по внутреннему кольцу нагрузки на сепаратор больше, чем при базировании по наружному. Различие знаков нагрузки говорит о том, что направление действия сил различное, так как при положительном значении ролики ведут сепаратор, а при отрицательном сепаратор ролики.

Расчет на прочность сепаратора проводим аналитическим путем с помощью методов сопротивления материалов. Расчетная модель наиболее нагруженной перемычки сепаратора рассмотрим, как однопролётная балка длиной l с заземленными концами, нагруженная распределенной нагрузкой q как показано на рисунке 35. По расчетной схеме можно видеть, что имеем три раза статически-неопределимую балку с распределенной нагрузкой q в середине пролета.

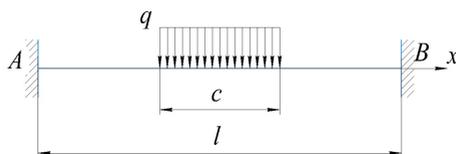


Рисунок 35 – Расчетная схема перемычки сепаратора

Длина распределения нагрузки C зависит от длины контакта между роликом и сепаратором. Максимальный изгибающий момент и, следовательно, максимальные напряжения будут в опорах A и B , поэтому нам необходимо найти реакции в опорах для определения напряжения в них. Аналитическое решение этой задачи получим методом сил. Необходимо выбрать основную систему (рисунок 36).

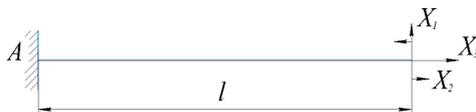


Рисунок 36 – Основная система

Канонические уравнения будут иметь следующий вид:

$$\delta_{11} \cdot X_1 + \delta_{12} \cdot X_2 + \delta_{13} \cdot X_3 + \Delta_{1F} = 0$$

$$\delta_{21} \cdot X_1 + \delta_{22} \cdot X_2 + \delta_{23} \cdot X_3 + \Delta_{2F} = 0$$

$$\delta_{31} \cdot X_1 + \delta_{32} \cdot X_2 + \delta_{33} \cdot X_3 + \Delta_{3F} = 0$$

Решением системы уравнений определим реакции в опорах:

$$R_A = R_B = \frac{q \cdot c^2}{2l}; \quad M_A = M_B = -\frac{q \cdot c^4}{12l^2}.$$

Максимальные напряжения в перемычке определим по формулам

$$\sigma_{\max} = k_{\sigma} \cdot \frac{M_{\max}}{W}; \quad \tau_{\max} = \frac{Q_{\max}}{A}; \quad \sigma_{\text{экв}IV} = k_{\sigma} \cdot \sqrt{(\sigma_{\max}^2 + 3\tau_{\max}^2)},$$

где $M_{\max} = \frac{q \cdot c^4}{12l^2}$ – максимальный изгибающий момент;

$Q_{\max} = \frac{q \cdot c^2}{2l}$ – максимальная поперечная сила;

$k_{\sigma} = 1, 2 \dots 2$ – коэффициент концентрации напряжений;

$W = \frac{bh^2}{6}$ – момент сопротивления поперечного сечения;

$A = b \cdot h$ – площадь поперечного сечения перемычки,

Здесь b и h – размеры поперчного сечения перемычки, тогда

$$\sigma_{\max} = k_{\sigma} \cdot \frac{q \cdot c^4}{2 \cdot l^2 \cdot b \cdot h^2} ; \tau_{\max} = \frac{q \cdot c^2}{2 \cdot l \cdot b \cdot h} .$$

Таким образом, эквивалентные напряжения имеют вид

$$\sigma_{\text{эквIV}} = k_{\sigma} \cdot \sqrt{\left(\frac{q \cdot c^2}{2 \cdot l \cdot b \cdot h} \right)^2 \left(\left(\frac{c^2}{l \cdot h} \right)^2 + 3 \right)} .$$

Расчитаем напряжения в перемычке, исходя из полученных зависимостей при двух значений $c = 1 \text{ мм}$ и $c = 5 \text{ мм}$.

Результаты расчетов приведены в таблице 2.4.

Таблица 2.4 –Напряжения в перемычке, рассчитанные аналитическим методом

При центрировании по наружному кольцу	
Исходные данные	$c = 1 \text{ мм} ; l = 15 \text{ мм} ;$ $b = 5 \text{ мм} ; h = 4 \text{ мм} ;$ $q = 156,96 \text{ Н/мм}$
Напряжения	$\sigma_{\text{эквIV}} = 13,92 \text{ МПа}$
	$c = 5 \text{ мм} ; l = 15 \text{ мм} ;$ $b = 5 \text{ мм} ; h = 4 \text{ мм} ;$ $q = 31,39 \text{ Н/мм}$
Напряжения	$\sigma_{\text{эквIV}} = 13,58 \text{ МПа}$
При центрировании по внутреннему кольцу	
Исходные данные	$c = 1 \text{ мм} ; l = 15 \text{ мм} ;$ $q = 255,06 \text{ Н/мм} ;$ $b = 5 \text{ мм} ; h = 4 \text{ мм}$
Напряжения	$\sigma_{\text{эквIV}} = 22,56 \text{ МПа}$
	$c = 5 \text{ мм} ; l = 15 \text{ мм} ;$ $q = 51,01 \text{ Н/мм} ;$ $b = 5 \text{ мм} ; h = 4 \text{ мм}$
Напряжения	$\sigma_{\text{эквIV}} = 22,1 \text{ МПа}$

Для оценки аналитических зависимостей был проведён расчёт на прочность сепаратора с помощью программного комплекса ANSYS. Полученное распределение напряжений показано на рисунке 37 (для получения картины распределения напряжений в местах стыка перемычек с кольцами часть элементов скрыта).

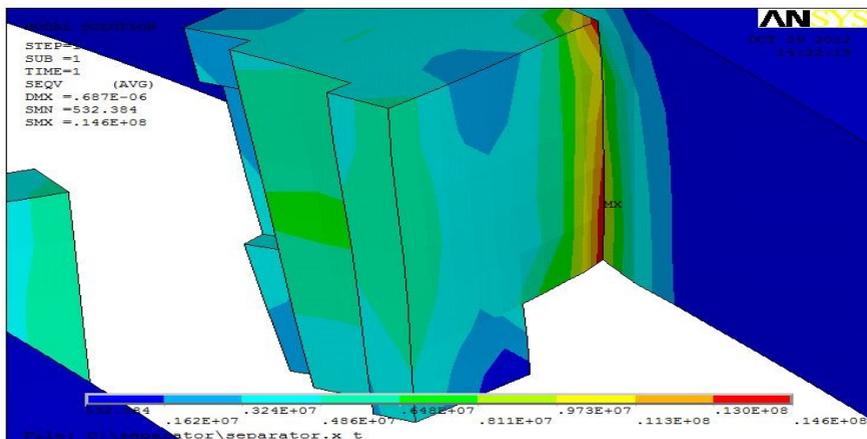


Рисунок 37 – Распределение напряжений в стальном сепараторе при центрировании по наружному кольцу

Результаты расчёта максимальных напряжений для стали 40ХН2МА-Ш приведены в таблице 2.5.

Таблица 2.5 – Результаты расчёта максимальных напряжений, рассчитанных численным методом с помощью МКЭ

Материал	Вид центрирования	Длина линии контакта	Величина напряжений, σ_{max} , МПа
Сталь 40ХН2МА-Ш	по наружному кольцу	1 мм	14,6
		5 мм	14,3
	по внутреннему кольцу	1 мм	23,7
		5 мм	23,2

Определим запас усталостной прочности для каждого типа сепаратора. Так как нагрузки на перемычки сепаратора меняются циклически, оценим запас их усталостной прочности по зависимости [57]

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{(K_{\sigma} \cdot \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m)} \quad (2.1)$$

Значения коэффициента концентрации напряжений для данного типа – размера концентратора можно принять согласно работе [58] равным $K_\sigma=1,9$.

Значения коэффициента чувствительности материала к асимметрии цикла при растяжении и изгибе можно определить по следующей зависимости [57]:

$$\psi_\sigma = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot \sigma_b.$$

Подставив значения предела прочности для исследуемого материала, получим значения коэффициента чувствительности материала к асимметрии цикла при растяжении и изгибе для стали $\Psi_\sigma = 0,22$

Значения максимальных напряжений приведены в таблице 2.5, а в качестве минимальных напряжений принимаем нулевые.

Данные механических характеристик материалов сепаратора приведены в таблице 2.6.

Таблица 2.6– Механические характеристики материалов сепаратора

Материал	Предел текучести σ_T , МПа	Предел прочности σ_b , МПа	Предел выносливости σ_{-1} , МПа
Сталь 40ХН2МА-Ш	900	1100	520

Полученные из расчётов по зависимости (2.1) значения запасов усталостной прочности приведены в таблице 2.7.

Таблица 2.7 – Результаты расчёта запаса усталостной прочности

Материал	Вид центрирования	Длина линии контакта	Запас усталостной прочности
Сталь 40ХН2МА-Ш	по наружному кольцу	1 мм	33,7
		5 мм	34,4
	по внутреннему кольцу	1 мм	20,8
		5 мм	21,2

По методике, приведенной в разделе 2.1.2, вероятность безотказной работы сепаратора $P_c = 0,99989$ при центрировании по наружному кольцу и $P_c = 0,99984$ при центрировании по внутреннему кольцу.

2.4. Методика расчета долговечности подшипников качения с учетом вероятности неразрушения деталей опорного узла

1. **Анализ данных технического задания.** Задаются нагрузки, скорость вращения, требование долговечности $[L]$ и вероятность безотказной работы $[P]$ подшипника.

2. **Определение параметров подшипника.** Здесь необходимо определить все геометрические параметры подшипника; характерные диаметры, радиусы, толщины элементов подшипника, и т.д.

3. **Выбор критериев разрушения подшипника.** Величина и свойства заданных нагрузок позволяют понять возможные типы разрушения подшипника, которые можно ожидать при эксплуатации.

4. **Определение критических элементов подшипника.** Определяется диапазон изменения контактных, изгибных и касательных напряжений, а также эквивалентные напряжения, возникающие в подшипнике при моделировании условий нагрузки в эксплуатации. Выявляются критические элементы подшипникового узла по рассчитанным напряжениям.

5. **Расчет на прочность деталей.** Провести расчет на прочность критических элементов и определить диапазон изменения напряжений в них. Определить квантили напряжения во всех критических элементах.

6. **Определить вероятность неразрушения P_i критических элементов в отдельности.**

7. **Определить вероятность неразрушения P^* всей подшипниковой опоры $P^* = \prod_1^n P_i$** , где n – общее количество критических элементов в подшипнике и i – порядковый номер критического элемента.

8. **Определить коэффициент вероятности безотказной работы подшипника**

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

9. **Определить номинальную долговечность подшипника L_h .**

10. **Определить долговечность подшипника с учетом вероятности неразрушения критических элементов $L_{ha} = a_1^* \cdot L_h$.**

11. **Когда вероятность безотказной работы $[P]$ подшипниковой опоры задана, то необходимо её сравнить с P^* . Если рассчитанная вероятность меньше заданной, то необходимо повышать вероятность неразрушения самых ненадёжных элементов конструктивными или технологическими методами до требуемых величин**

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Данное учебное пособие посвящено методикам расчета долговечности подшипников качения с учетом вероятности неразрушения деталей подшипника.

Предложены аналитические методики расчета на прочность тонкостенных колец с учётом их изгиба, бортика кольца и сепаратора подшипника качения, позволяющие оценить интенсивность максимальных напряжений и вероятность неразрушения деталей подшипниковой опоры. Достоверность аналитических методик проверена численными экспериментами с помощью программных комплексов ANSYS и SolidWorks. Погрешность расчётов не превышает 4%.

Полученные методики позволяют вычислить коэффициент вероятности a_1^* , который даёт возможность точнее определить реальную долговечность подшипника качения.

Предложенная методика позволяет рассчитать долговечность подшипникового узла с повышенной надежностью и точностью. При заданной вероятности безотказной работы подшипника методика позволяет выявить наименее ненадежные элементы конструкции подшипниковой опоры с целью повышения их вероятности безотказной работы до заданных значений.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Герц Г. Принципы механики, изложенные в новой связи/ Г. Герц; под ред. И.И. Артоболевского. – М.: Изд-во Академии наук СССР, 1959.
2. Stribeck P. Kugellager fur beliebige Belastungen/ P. Stribeck// Zeitschrift des Vereinsdeutscher Ingenieure VDI Zeitschrift. – Berlin, 1901. – Vol. 45, № 3.-P. 73-79, 118-125.
3. Пальмгрен А. Шариковые и роликовые подшипники/ Пер. с нем.; Под ред. Р.В. Кугеля. – М.: Машгиз, 1949. – 123 с.
4. Лунберг Г. Динамическая грузоподъемность подшипников качения: Пер. с англ. – № 169-53/ Г. Лунберг, А. Пальмгрен. – М.: Главподшипник, 1954.-71 с.
5. Lundberg, G., and Palmgren, A., “Dynamic Capacity of Rolling Bearings,” Acta Polytechnica, Mechanical Engineering Series, Royal Swedish Academy of Engineering Sciences, Vol. 1, No. 3, 7, 1947.
6. Lundberg, G., and Palmgren, A., “Dynamic Capacity of Rolling Bearings,” Acta Polytechnica, Mechanical Engineering Series, Royal Swedish Academy of Engineering Sciences, Vol. 2, No. 4, 96, 1952.
7. Weibull W.A. Statistical Theory of Strength of Materials/ W.A. Weibull. -Stockholm, 1939.-№ 151.-45 p.
8. Вейбулл, В. Усталостные испытания и анализ результатов/ Пер. с нем. -М.: Машиностроение, 1969.
9. Баскин Э.М. Уравнения долговечности силового подшипника при различных режимах смазки // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 1993. – N 5. – С. 57-64.
10. Подшипники качения: Справочное пособие/ Под. ред. Н.А. Спицина, А.И. Спришевского. – М.: Машгиз, 1961. – 828 с.
11. Трейер В.Н. Теория и расчет подшипников качения/ М.:Машиностроение и металлообработка, 1936.
12. Решетов Д.Н. Совместное действие на шариковые подшипники радиальной и осевой нагрузок/ Д.Н. Решетов// Подшипник. – 1939. – № 11.
13. Балякин В.Б., Жильников Е.П., Самсонов В.Н., Макаrchук В.В. Теория и проектирование опор роторов авиационных ГТД. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2007. – 254 с., ил.

14. Ioannides, E., Harris, T.A. New fatigue life model for rolling bearings. (1985) *Ball bearing journal* Luton, pp. 2-22.
15. Barnsby, Roger, Harris, Tedric, Ioannides, Stathis, Littmann, Walter, Losche, Thomas, Murakami, Yasuo, Needelman, William, Nixon, Harvey, Webster, Martin Life ratings for modern rolling bearings (1998) American Society of Mechanical Engineers (Paper), (98 -TRIB-1-61), pp. 3-83.
16. Harris, T.A., Barnsby, R.M. Tribological performance prediction of aircraft gas turbine mainshaft ball bearings (1998) *Tribology Transactions*, 41 (1), pp. 60-68.
17. Kotzalas, M.N., Harris, T.A. Fatigue failure and ball bearing friction (2000) *Tribology Transactions*, 43 (1), pp. 137-143.
18. Yu, W.K., Harris, T.A. A new stress-based fatigue life model for ball bearings (2001) *Tribology Transactions*, 44 (1), pp. 11-18.
19. Harris, T.A. Fatigue limit stress – A new and superior criterion for life rating of rolling bearing materials (2002) ASTM Special Technical Publication, (1419), pp. 474-492.
20. A Practical Method of Calculating the Attainable Life in Aerospace Bearing Applications // FAG Publ. № FL 401134 EA. 1990. S. 5.
21. Morales Espejel, G.E., Gabelli, A. A model for rolling bearing life with surface and subsurface survival: Sporadic surface damage from deterministic indentations (2016) *Tribology International*, 96, pp. 279-288.
22. Gabelli, A., Doyer, A. The modified life rating of rolling bearings – A criterion for gearbox design and reliability optimization (2014) American Gear Manufacturers Association Fall Technical Meeting 2014, FTM 2014, pp. 179-194.
23. Ozeki, H., Tanabe, M., Shimizu, S. Study on life distribution and reliability of ball bushes (2013) *Seimitsu KogakuKaishi/Journal of the Japan Society for Precision Engineering*, 79 (1), pp. 99-103.
24. Lugt, P.M., Gabelli, A. Grease Lubrication and Bearing Life (2012) *Grease Lubrication in Rolling Bearings*, pp. 283-308.
25. Shimizu, S. Weibull Distribution Function Application to Static Strength and Fatigue Life of Materials (2012) *Tribology Transactions*, 55 (3), pp. 267-277.
26. Shimizu, S. A New Life Theory for Rolling Bearings-By Linkage between Rolling Contact Fatigue and Structural Fatigue (2012) *Tribology*

Transactions, 55 (5), pp. 558-570.

27. Sthlicht H, Zwirlein O. Varying heat treatment parameters to optimize material and rolling contact fatigue strength. *Journal of Heat Treating* 1980; 1(3): 73-80.

28. Boehmer H J, Ebert F J, Trojahn W. M50NiL bearing material – heat treatment, material properties and performance in comparison with M50 and RBD. STLE Publication No.91 – AM.3G-2, 1991.

29. Loch H W, Trolahn W, Ebert F J. Hochoaufgestickter, martensitischerwaelzlagerstahlstermueidungsfest and korrosionsbestaendig (the high Nitrogen alloyed martensitic steel is fatigue and corrosion resistant). Schweinfurt, Germany: FAG Kugelfischer, FAG Publication No.503DA, 1992. [in Germany]

30. Bhadeshia, H.K.D.H. Steels for bearings (2012) *Progress in Materials Science*, 57 (2), pp. 268-435. Cited 179 times.

31. Bhadeshia, H.K.D.H. Recent developments in bearing steels (2016) *Materials Science and Technology (United Kingdom)*, 32 (11), pp. 1059-1061.

32. Zaretsky, E.V. Rolling bearing steels – A technical and historical perspective (2012) *Materials Science and Technology*, 28 (1), pp. 58-69. Cited 16 times.

33. Петров Н.И., Лаврентьев Ю.Л. Пути повышения надёжности и ресурса подшипниковых опор роторов современных газотурбинных двигателей и редукторов. *Вестник СГАУ № 3-1, Самара 2015, стр. 228-237.*

34. Клебанов Я.М., Мурашкин В.В., Петров Н.И., Данильченко А.И., Бруяка В.А., Поляков К.А. Влияние условий эксплуатации на работоспособность роликоподшипников ГТД. *Вестник машиностроения № 11, Москва 2019, стр. 36-41.*

35. Клебанов Я.М., Данильченко А.И., Петров В.Р. Влияние высоты неровностей трёхдольной дорожки качения наружного кольца цилиндрического роликового подшипника на проскальзывание сепаратора и долговечность подшипника. *Материалы конференции "Проблемы и перспективы развития двигателестроения". Изд. СНИУ имени С.П. Королева, Самара 2018, стр. 89-91.*

36. Клебанов Я.М., Петров В.Р., Адеянов И.Е. Численное исследование влияния профиля ролика и перекоса колец на нормальное

давление в области контакта ролика с дорожками качения цилиндрического роликового подшипника. Инженерный журнал "Наука и инновации" № 10 (94). Изд. МГТУ им. Баумана, Москва 2019, стр. 2.

37. Ebert F J. Performance of silicon nitride (Si₃N₄) components in aerospace bearing applications. ASME Publication No.90-GT-166, 1990.

38. Zaretsky, E.V., Vlcek, B.L., Hendricks, R.C. Effect of silicon nitride balls and rollers on rolling bearing life(2005) Tribology Transactions, 48 (3), pp. 425-435.

39. Петров Н.И., Лаврентьев Ю.Л. Исследование работоспособности гибридных подшипников качения разных конструкций в ожидаемых условиях эксплуатации. Сборник трудов конференции "Проблемы и перспективы развития двигателестроения". Изд. СНИУ, Самара 2016, стр. 218-219.

40. Ножницкий Ю.А., Петров Н.И., Лаврентьев Ю.Л. Гибридные подшипники качения для авиационных двигателей (обзор). Авиационные двигатели, Изд ЦИАМ, Москва 2019, № 2(3) стр. 73-76.

41. Доценко В.Н., Никитин С.В. Вопросы исследования керамических и гибридных подшипников качения и их применение в авиационных двигателях. Авиационно-космическая техника и технология, Украина 2008, № 8 (55) стр. 138-144.

42. Wang, L., Snidle, R.W., Gu, L. Rolling contact silicon nitride bearing technology: A review of recent research(2000) Wear, 246 (1-2), pp. 159-173.

43. Lakshminarayanan, R., Chao, L.-Y., Iyer, N., Shetty, D.K. Wear of steel in rolling contact with silicon nitride (1997) Wear, 210 (1-2), pp. 278-286.

44. Morales-Espejel, G.E., Gabelli, A. Application of a rolling bearing life model with surface and subsurface survival to hybrid bearing cases (2019) Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 233 (15), pp. 5491-5498.

45. Sadeghi, F., Jalalahmadi, B., Slack, T.S., Raje, N., Arakere, N.K. A review of rolling contact fatigue (2009) Journal of Tribology, 131 (4), pp. 1-15

46. Warhadpande, A., Sadeghi, F., Kotzalas, M.N., Doll, G. Effects

of plasticity on subsurface initiated spalling in rolling contact fatigue (2012) International Journal of Fatigue, 36 (1), pp. 80-95.

47. Warhadpande, A. An elastic-plastic finite element model for rolling contact fatigue. Dissertation submitted to the Faculty of Purdue University for the Degree of Doctor of Philosophy. August 2012, Indiana, 209 pp.

48. SKF Rolling Bearings Catalogue. SKF Group, PUB BU/P1 10000/3 EN. August 2016, 1363 pp.

49. Каталог – 2012. Изд. ОАО «ЕПК Самара», 2012. – 54 с.

50. Barden Super Precision Ball Bearings. – Barden Corporation. Catalogue – 2013. – 73 p.

51. Rolling Bearings. Schaeffler Technologies AG & Co. KG. Catalogue – September 2012, 1639 pp.

52. Подшипниковкачения. //Каталогфирмы FAG, Schaeffler Group Industrial. Изд. Schaeffler KG. 2009. 1640 с.

53. Timken Catalogues: [Электронныйресурс] The Timken Company. URL: <http://www.timkenbearings.com/EN-IN/products/Pages/Catalogs.aspx> (Дата обращения: 19.02.2017).

54. NTN Catalogues: [Электронныйресурс] NTN Bearing Corporation. URL: <http://www.ntnamericas.com/en/brochures-and-literature/catalogs> (Дата обращения: 18.02.2017).

55. ИВС. Прецизионные подшипники фирмы / Каталог продукции. 2010–200 с.

56. Силаев Б.М., Даниленко П.А. Метод расчёта высокоскоростной опоры качения двигателей летательных аппаратов с учётом изнашивания // Трение и износ. – 2015. - Т. 36, №4. – С.453– 460.

57. Биргер И. А., Шорр Б.Ф., Иосилевмч Г.Б. Расчет на прочность деталей машин: Справочник. – 3-е изд., перераб. И доп. – М.: Машиностроение, 1979. – 702 с., ил.

58. Справочник по сопротивлению материалов / Писаренко Г. С., Яковлев А.П., Матвеев В.В.; Отв. ред. Писаренко Г.С. – 2-е изд. – Киев: Наук. думка, 1988. – 736 с.

59. Жильников Е.П., Тихонов А. Н. Детали машин: конспект лекций для студентов факультета инженеров воздушного транспорта. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэро-косм. Ун-та, 2007. – 256с.: ил.

60. Перель Л.Я. Подшипники качения: Расчет, проектирование и обслуживание опор. – М.: Машиностроение, 1983. – 543 с.
61. ГОСТ 188855–94 (ИСО 281–89). Подшипники качения. Динамическая расчетная грузоподъемность и расчетный ресурс (долговечность). – М.: Стандартиформ, 2009.
62. Спришевский А.И. Подшипники качения. Справочник. – М.: Машиностроение, 1969. – 748с.
63. Методика расчетной оценки долговечности подшипников качения авиационных двигателей и их агрегатов, требования к конструктивным параметрам опор. ЦИАМ. – М.: 1996. – 32 с.
64. Крагельский И.В., Добычин М.Н., Комбалов В.С. Основы расчетов на трение и износ. М.: Машиностроение, 1979–526 с.
65. Справочник по триботехнике. Т. 1. – Теоретические основы /Под ред. М. Хебды, А.В. Чичинадзе. – М.: Машиностроение, 1989.-398с.
66. Справочник по триботехнике: В 3 т., Т.2: Смазочные материалы, техника смазки, опоры скольжения и качения / Под общ. ред. М. Хебды, А.В. Чичинадзе. – М.: Машиностроение, 1990. – 416 с.
67. Жильников Е.П., Мурашкин В. В. Долговечность по расчету. Самарские ученые работают над повышением ресурса авиаподшипников// Motion, Журнал Европейской подшипниковой корпорации, №3 (007), 2007. – стр.8-9
68. БонессР.Д. Влияние подачи масла на кинематику сепаратора и роликов в смазываемом роликоподшипнике // Проблемы трения и смазки. -1970. – № 1. – С. 48–62.
69. Гоксем П.Ж., ХаргривсР.А. Влияние нагрева в результате выделения теплоты трения на толщину пленки и трение качения в линейном УГД-контакте. Часть I. Условия обильной смазки// Проблемы трения и смазки. – 1978. – N 3. – С.37–44.
70. Гоксем П.Ж., ХаргривсР.А. Влияние нагрева в результате выделения теплоты трения на толщину пленки и трение качения в линейном УГД-контакте. Часть II. Условия масляного голодания// Проблемы трения и смазки. – 1978. – N 3. – С. 44–50.
71. Tallian, T.E. Simplified contact fatigue life prediction model – part I: review of published models (1992) Journal of Tribology, 114 (2), pp. 207-213.

72. Tallian, T.E. Simplified contact fatigue life prediction model – part II: new model (1992) Journal of Tribology, 114 (2), pp. 214-222.

73. Жильников Е.П. Камалов Ф.Я. Определение ресурса конических подшипников с преднатягом // Симпозиум с международным участием: самолётостроение России. Проблемы и перспективы. Тезисы докладов. Самара: Издательство Самарского гос. аэрокос. университета. 2012. С. 193-195.

74. Балякин, В.Б. Использование пакета «ANSYS» для проектирования деталей авиационных редукторов. / В.Б. Балякин, А.Г. Кожин /– Самара, СГАУ, 2007г. 43с.

75. Introduction to ANSYS Mechanical Training Manual. ANSYS Release 5.6 SAS IP, Inc.2010.

Учебное издание

Балякин Валерий Борисович
Пилла Кловис Коие

**МЕТОДИКИ РАСЧЁТА ДОЛГОВЕЧНОСТИ
АВИАЦИОННЫХ ПОДШИПНИКОВ**

Учебное пособие

Редакционно-издательская обработка
И.И. Спиридоновой

Подписано в печать 18.12.2023. Формат 60×84 1/16.

Бумага офсетная. Печ. л. 4,75.

Тираж 27 экз. Заказ . Арт. – 1(РЗУ)/2020.

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ АКАДЕМИКА С.П. КОРОЛЕВА»
(САМАРСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)
443086, САМАРА, МОСКОВСКОЕ ШОССЕ, 34.

Издательство Самарского университета.
443086, Самара, Московское шоссе, 34.