

Долгих Дмитрий Евгеньевич

РАЗРАБОТКА МЕТОДИК РАСЧЁТА МОМЕНТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК
И ДОЛГОВЕЧНОСТИ ОПОР УЗЛОВ КАЧАНИЯ РУЛЕВЫХ АГРЕГАТОВ ЖРД

2.5.15. – Тепловые, электроракетные двигатели
и энергоустановки летательных аппаратов

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание учёной степени
кандидата технических наук

Самара – 2026

Работа выполнена в федеральном государственном автономном образовательном учреждении высшего образования «Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва» на кафедре основ конструирования машин.

Научный руководитель:

Балякин Валерий Борисович, доктор технических наук, профессор, федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва», кафедра основ конструирования машин, заведующий кафедрой.

Официальные оппоненты:

Клебанов Яков Мордухович, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Механика» федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Самарский государственный технический университет».

Лаврентьев Юрий Львович, кандидат технических наук, начальник отдела Акционерного общества «Туполев».

Ведущая организация:

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет)», г. Москва.

Защита состоится 17 декабря 2026 года в 10:00 на заседании диссертационного совета 24.2.379.10, созданного на базе федерального государственного автономного образовательного учреждения высшего образования «Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва», по адресу: 443086, г. Самара, Московское шоссе, 34.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке и на сайте федерального государственного автономного образовательного учреждения высшего образования «Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва»: https://ssau.ru/storage/pages/7063/file_6ac3899c70de72.98984491.pdf

Автореферат разослан __ ____ 2026 г.

Учёный секретарь
диссертационного совета 24.2.379.10,
доктор технических наук, доцент

Виноградов Александр Сергеевич

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Для управления вектором тяги ЖРД в настоящее время широко используются рулевые агрегаты (РА) с узлами качания (УК), моментные характеристики которых определяются конструкцией опор. Для обеспечения надёжности функционирования РА и достижения требуемого быстродействия необходима принципиальная возможность корректировки и регулирования момента сопротивления вращению РА, зависящего от момента трения в УК. Это требует совершенствования методик расчёта момента трения подшипников с учётом конструктивной, технологической и эксплуатационной специфики их применения в РА. Данное обстоятельство значительно усложняет доводку серийных РА до требуемых моментных характеристик из-за вынужденного неоднократного повторения цикла дорогостоящих испытаний. Кроме того, отсутствие действенных, теоретически подтверждённых способов влияния на момент трения в УК делает неэффективной разработку конструкции подобных узлов из-за длительного перебора вариантов их исполнения. Помимо момента трения в УК совокупный момент сопротивления вращению РА включает в себя момент асимметрии, возникающий в результате отклонения вектора тяги от оси вращения УК. Для компенсации момента асимметрии в шарнирных РА применяют эксцентриковые втулки, выбор эксцентриситета которых требует обоснования.

Действующими техническими условиями момент сопротивления вращению жёстко ограничен верхним установленным пределом. Его превышение снижает быстродействие системы управления ракеты-носителя, что может привести к срыву полётного задания. Адаптация РА с повышенным моментом сопротивления к существующей системе управления сопряжена со значительными трудностями из-за необходимости изменения кинематических и энергетических характеристик имеющихся рулевых машин, что экономически невыгодно.

Типичным примером является РА ЖРД РД-107А/108А. Несмотря на стабильность конструктивно-компоновочной схемы и массовый выпуск, проблема повышенных значений момента сопротивления остаётся актуальной для данного РА. Доля РА, у которых по результатам огневых испытаний момент сопротивления превышает верхний предел, может составлять до нескольких процентов годового выпуска. Как правило, каждый такой РА подвергается переборке и повторному огневому испытанию, что приводит к дополнительным затратам, значительно увеличивающим себестоимость продукции. Подобные случаи превышения момента сопротивления стабильно проявлялись в 2014–2024 гг., при этом предпринятые меры по его снижению продемонстрировали лишь частичную эффективность.

Момент сопротивления вращению в узлах качания РА ЖРД является одной из основных характеристик, определяющих их работоспособность и быстродействие. В связи с этим разработка комплексной методики расчёта и проектирования шарнирных подшипников УК РА ЖРД, обеспечивающей заданные значения момента трения и долговечности, является актуальной задачей.

Степень разработанности темы. В специализированной научной литературе по конструкции ЖРД практически не анализируются вопросы, связанные с особенностями проектирования и комплексного расчёта УК РА. Публикации по этой теме крайне малочисленны; практически ни одна из них не затрагивает исследования моментных характеристик сферических шарнирных опор УК РА. Характеристики подшипников качения исследовались в работах В. Б. Бальмонта, Е. П. Жильникова, В. Ф. Журавлёва, Я. М. Клебанова, Ю. Л. Лаврентьева, А. В. Лаврина, Л. Я. Переля, Н. И. Петрова, А. И. Спришевского; данной тематикой также занимались предприятия отечественной и зарубежной подшипниковой промышленности — АО «ЕПК», SKF и FAG. Наиболее интенсивные исследования в данной области осуществляются в китайских высших учебных заведениях: Tongji University, Henan University of Science and Technology, а также в Московском политехническом университете. Однако при всём многообразии направлений исследований теория опор, типичных для УК, разработана недостаточно полно.

В исследовании А. В. Лаврина была разработана обобщённая методика расчёта шарнирного УК РА. Методика учитывает влияние моментов трения в подшипниках качения и уплотнениях, однако не учитывает ряд эксплуатационных факторов, включая дополнительные моменты трения

и нагрузки на опоры. Вследствие этого расхождение расчётных данных с результатами огневых испытаний составляло 16,8 %, при этом расчётные значения были занижены.

Работы по созданию комплексной методики расчёта сферических шарнирных УК РА при двухточечном контакте до настоящего времени не проводились.

Цель работы. Повышение достоверности расчёта узлов качания и сокращение времени на их проектирование за счёт разработки методики расчёта моментных характеристик шариковых подшипников, учитывающей трение тел качения и центрирующих колец о сепаратор при реально действующих динамических и термических нагрузках и комплексной методики расчёта одно- и двухточечных сферических шарнирных опор, объединяющей расчёт моментных характеристик, контактной прочности и долговечности с учётом износа в рулевых агрегатах ЖРД.

Задачи исследования:

1. Определить реально действующие динамические и термические нагрузки на опоры шарнирного РА ЖРД.
2. Определить рациональные значения эксцентриситета эксцентриковых втулок в шарнирных УК РА ЖРД.
3. Разработать методику расчёта моментных характеристик шариковых подшипников качения, используемых в конструкциях шарнирных подвесов РА, учитывающую трение тел качения и центрирующих колец о сепаратор при реально действующих нагрузках.
4. Создать экспериментальное оборудование для исследования подшипниковых опор УК и провести экспериментальные исследования моментных характеристик при комбинированном воздействии нагрузок, действующих на опоры шарнирного РА ЖРД.
5. Разработать комплексную методику, программу расчёта и алгоритм проектирования одно- и двухточечных сферических шарнирных опор РА ЖРД, включающие расчёты моментных характеристик, контактной прочности и долговечности с учётом износа.
6. Разработать рекомендации по проектированию сферических шарнирных опор РА ЖРД.

Научная новизна:

1. Разработана методика расчёта моментных характеристик шариковых подшипников в шарнирных подвесах РА ЖРД, учитывающая трение тел качения и центрирующих колец о сепаратор при реально действующих динамических и термических нагрузках в опорах РА, что позволило повысить достоверность расчётов.
2. Разработана комплексная методика расчёта одно- и двухточечных сферических шарнирных опор РА ЖРД, объединяющая расчёт моментных характеристик, контактной прочности и долговечности с учётом износа, что позволяет производить многопараметрические проекторочные расчёты подобных конструкций.
3. Разработаны рекомендации по проектированию сферических шарнирных опор РА ЖРД, отличающиеся тем, что предусматривают последовательный выбор конструктивных параметров на основе разработанной комплексной методики расчёта и определение области их значений, в которой одновременно выполняются требования к моменту трения, контактной прочности и долговечности с учётом износа, что позволяет производить расчёты подобных конструкций с высоким быстродействием.

Теоретическая значимость работы заключается в разработке методик, позволяющих повысить достоверность и быстродействие при проектировании опор УК шарнирно закреплённых РА ЖРД, а также управлять протекающими в них процессами.

Практическая значимость работы. Разработанные методики расчёта моментных характеристик и долговечности могут быть использованы для выбора параметров шариковых подшипников и сферических шарнирных опор УК при проектировании новых ЖРД, а также при их модернизации. Указанные методики с высокой степенью достоверности позволяют рассчитывать моментные характеристики РА на этапе его проектирования и агрегатной сборки, что даёт возможность разрабатывать соответствующие корректирующие мероприятия и сокращать

дорогостоящий этап доводки серийных РА на соответствие техническим требованиям по моменту сопротивления, прочности и долговечности по износу. Разработанное экспериментальное оборудование позволяет проводить исследования подшипниковых опор узлов качения при комбинированном нагружении, что обеспечивает валидацию теоретических данных.

Методы исследований. Общий методологический подход к решению проблемы базируется на системном анализе и математическом моделировании процессов, протекающих в УК РА ЖРД. Для решения задач использовались методы математического анализа, конечных элементов, теории вероятностей и трибологии.

Положения, выносимые на защиту:

1. Методика расчёта моментных характеристик шариковых подшипников в шарнирных подвесах РА ЖРД, учитывающая трение тел качения и центрирующих колец о сепаратор при реально действующих динамических и термических нагрузках в опорах РА.
2. Комплексная методика расчёта одно- и двухточечных сферических шарнирных опор РА ЖРД, объединяющая расчёт моментных характеристик, контактной прочности и долговечности с учётом износа.
3. Рекомендации по проектированию сферических шарнирных опор РА ЖРД, отличающиеся тем, что предусматривают последовательный выбор конструктивных параметров на основе разработанной комплексной методики расчёта и определение области их значений, в которой одновременно выполняются требования к моменту трения, контактной прочности и долговечности с учётом износа.

Достоверность выводов, рекомендаций и заключений обеспечивается сравнением теоретических результатов исследований с экспериментальными данными, использованием методик учёта совокупных погрешностей полученных экспериментальных значений, большим массивом используемых статистических данных с достоверно известным нормальным законом распределения, а также применением при вычислении погрешностей доверительной вероятности не менее 0,99 (3σ). Достоверность методик расчёта момента трения в шариковом подшипнике и сферической шарнирной опоре оценивалась по итогам автономных лабораторных испытаний.

Объект и предмет исследования. Объектом исследования являются физические процессы, протекающие в УК РА ЖРД. Предмет исследования – опоры УК РА, работающие в специфических условиях применения в ЖРД при воздействии различных технологических и эксплуатационных факторов.

Апробация результатов исследования. Основные результаты докладывались и обсуждались на международных научно-технических конференциях «Проблемы и перспективы развития двигателестроения» (Самарский университет, Самара, 2021, 2023 и 2025), причём доклад 2023 года был признан лучшим в секции «Контактная гидродинамика и надёжность узлов трения»; на Всероссийской молодёжной научной конференции с международным участием «XVII Королёвские чтения» (Самарский университет, Самара, 2023); на Седьмой международной научно-технической конференции «Динамика и виброакустика машин» (Самарский университет, Самара, 2024).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 24 работы: 13 статей в изданиях, рекомендованных ВАК, из них 7 — по специальности; 4 статьи в изданиях, индексируемых в базе данных Scopus; 7 статей в иных изданиях. Личный вклад автора в совместные публикации по теме работы заключается в разработке методики расчёта моментных характеристик шариковых подшипников шарнирных РА ЖРД, учитывающей трение тел качения и центрирующих колец о сепаратор при реально действующих динамических и термических нагрузках в опорах РА; в проведении экспериментов по определению моментных характеристик подшипников и статистической обработке их результатов, подтверждающей достоверность и точность полученных данных; в определении рационального эксцентриситета эксцентриковых втулок в шарнирных УК РА ЖРД; в разработке комплексной методики расчёта одно- и двухточечных сферических шарнирных опор РА ЖРД, объединяющей расчёт моментных характеристик, контактной прочности и долговечности с учётом износа; подготовку рекомендаций по проектированию сферических шарнирных опор РА ЖРД.

Структура и объём работы. Работа изложена на 168 страницах, содержит 10 таблиц, 100 рисунков, состоит из введения, четырёх глав, заключения, приложений и списка литературы, включающего 123 источника.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность выбранной темы, определена цель, объект и предмет исследования, показана научная новизна, теоретическая и практическая значимость работы. Дана краткая характеристика работы и приведены основные положения, выносимые на защиту.

В первой главе проведён обзор конструкций УК современных ЖРД. Выявлено, что в УК наиболее широко применяются шариковые радиальные и радиально-упорные подшипники.

Проведены обзор и анализ методик расчёта моментных характеристик подшипников качения, представленных в работах Е. Р. Cargulio, Т. А. Harris, В. Ф. Журавлёва, В. Б. Бальмонта, Л. Я. Переля, Р. Д. Бейзельмана, А. И. Спришевского, Н. А. Спицына, Б. В. Цыпкина, Е. П. Жильникова, А. В. Лаврина и др. Обоснована необходимость уточнения расчёта опор УК с учётом реально действующих в РА нагрузок и взаимодействия сепаратора с телами качения и центрирующими поверхностями. Обоснована необходимость комплексного расчёта сферического шарнирного подвеса по моменту трения, контактной прочности и долговечности по износу. Выполненный обзор и анализ позволили сформулировать задачи и направления исследования.

Во второй главе проведено исследование реально действующих нагрузок в опорах УК РА ЖРД. В результате исследований проведён анализ кинематической схемы привода РА ЖРД РД-107А/108А (рисунок 1).

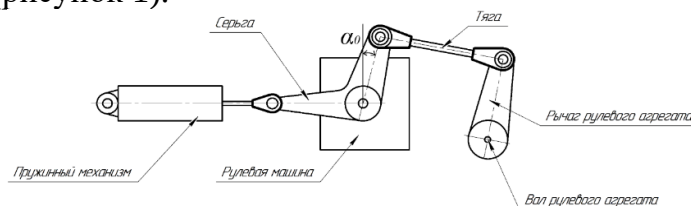


Рисунок 1 – Схема привода узла качения рулевого агрегата ЖРД

Решение задачи о силовом взаимодействии в приводе (рисунок 1) позволяет определить радиальную нагрузку с учётом действия рулевой машины:

$$F_r(\alpha) = k_{\text{дин}}(\alpha) F_{r0}, \quad (1)$$

здесь $k_{\text{дин}}(\alpha) = \sqrt{(F(\alpha)/F_{r0})^2 - 2(F(\alpha)/F_{r0}) \sin(\alpha_0) + 1}$; $F(\alpha) = \left(1 - \frac{h}{H}\right) F_{\text{РА}}(\alpha) \sin(2\alpha)$,

$$F_{r0} = P/2,$$

где α — угол поворота рулевой машины; α_0 — угол установки рулевой машины; H — межопорное расстояние; h — расстояние до точки приложения силы от исполнительного механизма; $F(\alpha)$ — составляющая нагрузки от рулевого механизма, приходящаяся на рассматриваемую опору; $F_{\text{РА}}(\alpha)$ — усилие в тяге; F_{r0} — радиальная нагрузка на опору от тяги РА; $k_{\text{дин}}(\alpha)$ — коэффициент динамичности, P — тяга РА.

Зависимости динамической составляющей радиальной нагрузки $\Delta F_r(\alpha) = F_r(\alpha) - F_{r0}$ от угла поворота рулевой машины для прямого и обратного хода РД-107А/108А приведены на рисунке 2.

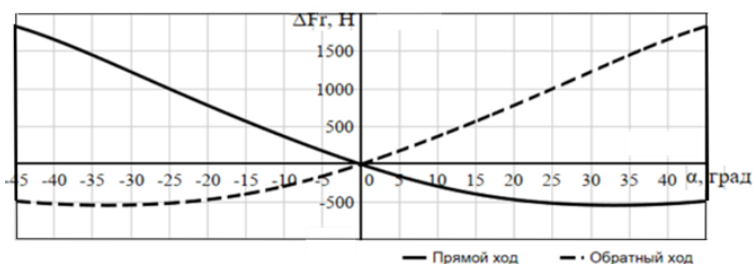
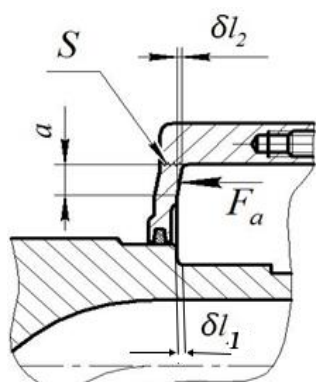


Рисунок 2 – Зависимость динамической составляющей радиальной нагрузки ΔF_r от угла поворота рулевой машины α

Скачок динамической составляющей радиальной нагрузки при углах $\pm 45^\circ$ объясняется изменением направления действия силы от рулевой машины на противоположное.

Из рисунка 2 видно, что сила от привода может догружать и разгружать подшипник. Максимальная динамическая добавка $\Delta F_{r \max}$ составляет 1871 Н, или около 12 % нагрузки на опору от тяги РА. При номинальной нагрузке $F_{r0} = 15,7$ кН суммарная радиальная нагрузка в режиме максимального догружения определяется как $F_{r \max} = F_{r0} + \Delta F_{r \max} = 17,57$ кН.

Дополнительная осевая нагрузка возникает при захолаживании опоры криогенным компонентом топлива вследствие ограничения термического перемещения цапфы. При отсутствии осевого зазора перемещение подшипника ограничивается буртом корпуса (рисунок 3). В этом случае осевое усилие рассчитывается по уравнениям совместности деформации цапфы и корпуса (2). При расчёте РА в сборе учитывается распределение осевого усилия между опорами.



$\delta l_1, \delta l_2$ – деформации цапфы и корпуса;
 S – поперечная площадь бурта;
 a – толщина кольца подшипника.

$$\left. \begin{aligned} \delta l &= \delta l_1 + \delta l_2; \\ \delta l_1 &= \frac{F_a}{E} \sum_{i=1}^n \frac{x_i}{A_i}; \\ \delta l_2 &= \frac{F_a \cdot a}{G \cdot S}, \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

здесь x_i и A_i – длина и площадь i -го сечения, E и G – модули упругости и сдвига материала цапфы, n – количество участков цапфы, δl – суммарная деформация цапфы и корпуса.

Рисунок 3 – Усилия и перемещения, ограничивающие подшипник

Однако даже при наличии осевого зазора перемещение подшипника может ограничиваться силой трения наружного кольца о корпус. При охлаждении в случае, если коэффициент теплового расширения материала корпуса выше, чем у наружного кольца подшипника, возникает дополнительный посадочный натяг Δ_T . Посадочный натяг и нагрузка от тяги РА создают силу трения, которая препятствует свободному сокращению межопорного расстояния, вследствие чего подшипники воспринимают дополнительную осевую нагрузку. Величина натяга определяется разностью термических изменений диаметров с учётом исходного диаметрального зазора s_0 . При равномерном распределении давления по посадочной поверхности:

$$\Delta_T = \max(0; \delta d_k - \delta d_n - s_0), \quad q = \frac{\Delta_T}{2(\lambda_1 + \lambda_2)}.$$

Здесь δd_k и δd_n – уменьшения диаметров корпуса и наружного кольца; λ_1 и λ_2 – радиальные податливости кольца и корпуса, определяемые их размерами и механическими свойствами материалов. В случае равномерного распределения нагрузки между опорами осевая сила на один подшипник определяется с учётом трения от радиальной нагрузки и дополнительного обжатия:

$$F_a = \frac{\mu}{2} \left(\frac{P}{2} + q\pi d B \right),$$

где μ – коэффициент трения покоя в паре «наружное кольцо – корпус»; d и B – посадочный диаметр и ширина наружного кольца соответственно, P – тяга РА.

Для ЖРД РД-107А/108А в процессе эксперимента была измерена температура корпуса при захолаживании опоры. В результате были рассчитаны натяг Δ_T , контактное давление q и осевая нагрузка на подшипник F_a , которая составила 5,84 кН для сухого трения ($\mu = 0,33$), а с применением смазки ($\mu = 0,18$) снижается до 3,19 кН.

Поскольку совокупный момент M_{Σ} сопротивления рулевого агрегата включает момент асимметрии M_{ac} , снижение последнего позволяет увеличить максимально допустимый момент трения $M_{тр max}$. Коррекция момента асимметрии может быть обеспечена применением эксцентриковой втулки, смещающей ось действия тяги РА.

На рисунке 4 сопоставлены применяемый и рациональный варианты компенсации момента асимметрии.

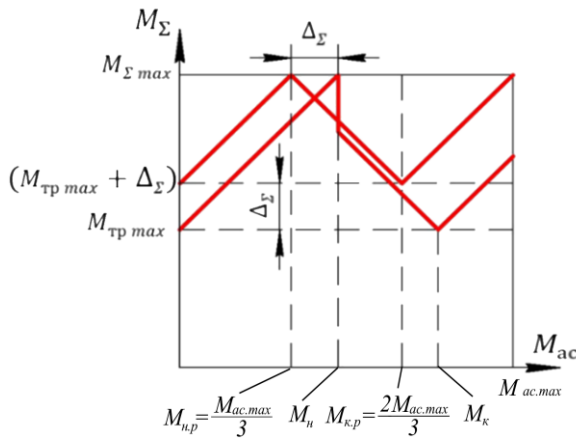


Рисунок 4 – Определение прироста Δ_{Σ} в случае применения втулки с рациональным эксцентриситетом

$M_{н}, M_{н.р}$ – применяемый и рациональный момент асимметрии начала корректировки соответственно;
 $M_{к}, M_{к.р}$ – применяемый и рациональный корректирующий момент асимметрии соответственно;
 $M_{тр max}$ – максимально допустимый момент трения;
 $M_{\Sigma max}$ – максимально допустимый момент сопротивления;
 Δ_{Σ} – прирост максимально допустимого момента трения.

Из рисунка 4 видно, что рациональный корректирующий момент определяется зависимостью

$$M_{к.р} = \frac{2M_{ac max}}{3}, \quad (3)$$

тогда рациональное значение эксцентриситета втулки из (3) определяется по формуле

$$e_p = \frac{2M_{ac max}}{3P}$$

где P — тяга РА на главной ступени; $M_{ac max}$ — максимально допустимый момент асимметрии.

Для РА ЖРД РД-107А/108А применение рационального эксцентриситета снижает максимальный момент асимметрии на 33 %, с 29,4 до 19,6 Н·м. Соответствующий прирост максимально допустимого момента трения в УК составляет 9,8 Н·м.

В третьей главе разработана методика расчёта моментных характеристик шариковых подшипников с учётом трения тел качения о сепаратор и сепаратора о центрирующую поверхность.

При составлении расчётной модели были приняты следующие допущения: расчёт производится в квазистационарной постановке, т.е. кольца, шарики и сепаратор находятся в равновесном состоянии, а инерция учитывается через центробежные силы F_c и F_{cs} (рисунок 5); шарики в окружной плоскости подшипника распределены равномерно; сепаратор прижат к шарикам; при расчёте общего момента трения подшипника принимается, что сопротивление перемешивания смазочной среды пренебрежительно мало ввиду малых скоростей движения.

Исходными данными для расчёта служат радиальная F_r и осевая нагрузки F_a , действующие на опору РА, геометрические параметры подшипника, зазоры, частота вращения и коэффициенты трения контактных пар.

В соответствии с принятыми допущениями была составлена схема силового взаимодействия, изображённая на рисунке 5. Здесь свободному осевому смещению сепаратора препятствует сила трения о центрирующее кольцо, равная по модулю силе прижатия шарика к сепаратору F_s . Эта сила в свою очередь создаёт силу трения шарика о перемычку сепаратора F_{fSi} . Таким образом, уравнения равновесия шарика в соответствии с рисунком 5 будут иметь вид:

$$F_{Bi} \cos \alpha_{Bi} - F_{Hi} \cos \alpha_{Hi} + F_c + F_{fSi} = 0; F_{Bi} \sin \alpha_{Bi} - F_{Hi} \sin \alpha_{Hi} + F_{Si} = 0, \quad (4)$$

где F_{bi} и F_{hi} — нормальные усилия в контактах шарика с кольцами; F_c — центробежная сила, действующая на шарик; F_{Si} и F_{fSi} — нормальная сила и сила трения в контакте с сепаратором; α_{bi} и α_{hi} — углы контакта с внутренним и наружным кольцами.

Геометрические соотношения, описывающие контакт шариков с кольцами:

$$\begin{aligned}(R_B - 0,5D_w - \delta_B)\sin\alpha_{bi} + (R_H - 0,5D_w - \delta_H)\sin\alpha_{hi} &= S_i; \\ (R_B - 0,5D_w - \delta_B)\cos\alpha_{bi} + (R_H - 0,5D_w - \delta_H)\cos\alpha_{hi} &= H_i,\end{aligned}$$

где δ_B и δ_H — контактные деформации; R_B и R_H — радиусы желобов; S_i и H_i — осевая и радиальная составляющие расстояния между центрами желобов; D_w — диаметр шарика.

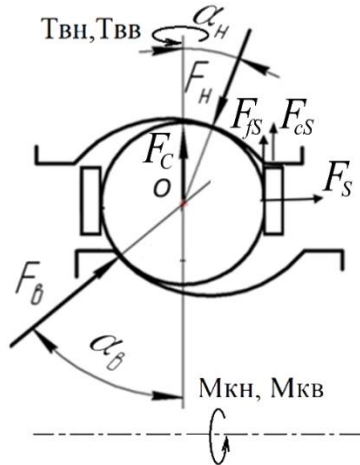


Рисунок 5 – Схема действия сил и моментов при движении шарика

где φ_i — угловое положение i -го шарика, z — количество шариков в подшипнике.

Сила трения шарика о сепаратор определяется как $F_{fSi} = \mu_c F_{Si}$, где μ_c — коэффициент трения в контакте шарика с сепаратором.

Используя приведенные выше зависимости, методом Ньютона решаются уравнения равновесия внутреннего кольца относительно углов контакта:

$$F_r = \sum_{i=1}^z F_{bi} \cos\alpha_{bi} \cos\varphi_i; F_a = \sum_{i=1}^z F_{bi} \sin\alpha_{bi},$$

После определения усилий и углов контакта рассчитываются моменты трения качения и верчения. Вклад контактов одного шарика с кольцами определяется выражением

$$M_{сопр i} = (M_{KHi} + M_{KBi}) \cdot \cos\alpha_{hi} + (T_{BHi} + T_{BVi}) \cdot \sin\alpha_{hi},$$

где M_{KHi} , M_{KBi} , T_{BHi} , T_{BVi} — моменты трения качения и верчения шарика о наружное и внутреннее кольца соответственно.

Тогда момент трения тела качения о переключку сепаратора составит $M_{Si} = F_{fSi} D_w / 2$.

Момент трения сепаратора о центрирующую поверхность определяется по формуле

$$T_S = \mu_s F_{NS} D_{s1} / 2,$$

где D_{s1} — диаметр центрирующей поверхности; μ_s — коэффициент трения сепаратора о эту поверхность.

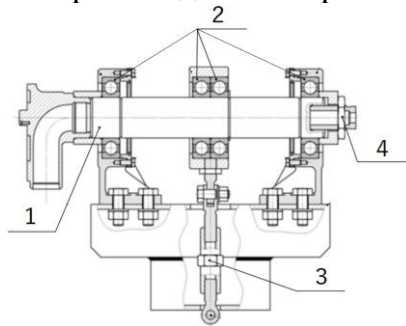
Общий момент трения подшипника определяется суммированием:

$$M_{aR} = T_S + \sum_{i=1}^z (M_{сопр i} + M_{Si}) \quad (5)$$

Для валидации разработанной методики была создана экспериментальная установка, на которой проведены испытания подшипника 6-208Ю2 при комбинированном нагружении.

На установке (рисунок 6) были проведены испытания при радиальных нагрузках от 4,905 до 15,696 кН и осевых нагрузках от 0 до 5,886 кН. На рисунке 7 показано сопоставление

расчёта с экспериментальными данными и эллипсами рассеяния для вероятности 0,99. Максимальное расхождение теоретических и экспериментальных данных не превысило 7,5 %.



1 – вал; 2 – подшипники 6-208Ю2;
3 – устройство для радиального нагружения;
4 – устройство для осевого нагружения;
Рисунок 6 – Схема установки

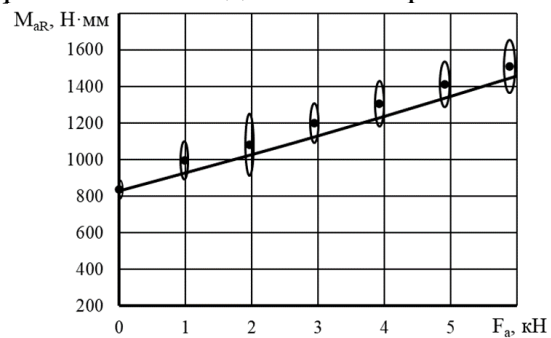


Рисунок 7 – Зависимость момента трения в подшипнике 6-208Ю2 при действии осевой силы F_a и радиальной силы $F_r = 15,7$ кН

Используя рассчитанные в главе 2 нагрузки на опоры РА ЖРД РД-107А/108А $F_r = 17,57$ кН и $F_a = 5,84$ кН, рассчитанный по разработанной методике момент трения в подшипнике 6-208Ю2 составил 1,499 Н·м. По исходной модели, не учитывающей выявленные дополнительные нагрузки, расчётный момент трения составляет 0,880 Н·м – на 0,619 Н·м меньше значения, полученного по разработанной методике. При использовании рассчитанного момента трения в расчёте общего момента сопротивления УК РА было получено расхождение с результатами огневых испытаний 2,8 %.

В четвёртой главе разработана комплексная методика расчёта момента трения, контактной прочности и долговечности по износу сферического шарнирного подвеса РА ЖРД. Отмечено, что для сферических шарнирных подвесов РА ЖРД, работающих при повышенных нагрузках, необходимо рассматривать не только одноточечную, но и двухточечную схему контакта, позволяющую распределить нагрузку между двумя контактными зонами, уменьшить максимальные контактные напряжения, повысить несущую способность опоры, а также обеспечить отвод продуктов износа в арочную зону. Разработанная методика включает в себя последовательный расчёт по одноточечной и двухточечной схемам контакта при заданных произвольных направлениях нагрузки и мгновенной оси вращения.

При расчёте момента трения принимались следующие допущения: распределённое взаимодействие в каждой контактной зоне заменяется результирующими силами; нормальные реакции определяются из условий статического равновесия при заданной внешней нагрузке; при одноточечной схеме точка контакта расположена на линии действия силы; при двухточечном контакте положения точек контакта задаются симметрично относительно принятой плоскости подвеса, при этом обе точки находятся в плоскости действия внешней силы.

На основании принятых допущений были составлены схемы силового и моментного взаимодействия при одноточечном и двухточечном контакте, изображённые на рисунке 8.

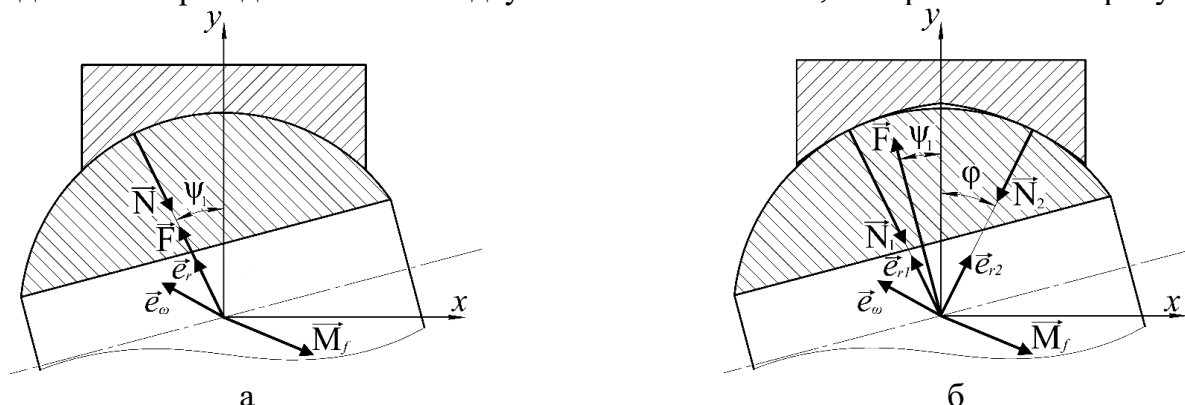


Рисунок 8 – Система координат и параметры силового и моментного взаимодействия в сферическом шарнирном подвесе РА ЖРД: а – одна точка контакта, б – две точки контакта

Исходными данными для расчёта служат: механические свойства материалов; модуль нагрузки F ; направление нагрузки, заданное полярным углом ψ_1 относительно Оу и азимутом ψ_2 , в плоскости xOz от Ох к Oz; направление оси вращения, заданное аналогично углами α_1 и α_2 ; угол контакта φ для двухточечной схемы; радиус шара R ; коэффициент трения в контакте материалов μ .

Для одноточечного и двухточечного контакта используется векторная модель, учитывающая направление мгновенной оси вращения. Момент силы трения в каждой контактной зоне определяется выражением

$$\vec{M}_f = \vec{r} \times \vec{F}_f, \quad (6)$$

где $\vec{F}_f$ – вектор силы трения, $\vec{r} = R\vec{e}_r$ – радиус-вектор точки контакта, $\vec{e}_r$ – единичный радиус-вектор точки контакта.

Для определённости втулка предполагается неподвижной, а вращение придаётся шару. Подвес нагружен через шар силой $\vec{F}$. Направление вращения определяется единичным вектором мгновенной угловой скорости $\vec{e}_\omega$. Так как вектор силы трения в кулоновской модели направлен противоположно скорости скольжения, то сила трения определяется следующим образом:

$$\vec{F}_f = -\mu N \frac{\vec{e}_\omega \times \vec{e}_r}{|\vec{e}_\omega \times \vec{e}_r|}, \quad (7)$$

где N – модуль вектора нормальной силы, действующей в точке контакта, μ – коэффициент трения в контакте.

Подставляя (7) в (6), получим:

$$\vec{M}_f = -\mu N \left(\vec{r} \times \frac{\vec{e}_\omega \times \vec{e}_r}{|\vec{e}_\omega \times \vec{e}_r|} \right) = -\mu NR \frac{\vec{e}_r \times (\vec{e}_\omega \times \vec{e}_r)}{|\vec{e}_\omega \times \vec{e}_r|} = -\mu NR \frac{\vec{e}_\omega - c\vec{e}_r}{\sqrt{1-c^2}}, \quad (8)$$

где c – косинус угла между мгновенной осью вращения и радиус-вектором точки контакта.

В уравнении (8), когда вектор $\vec{e}_\omega$ параллелен $\vec{e}_r$, $c = 1$ и возникает деление на ноль. Для устранения этой неопределённости на интервале $0 \leq \sqrt{1-c^2} \leq (\theta/R)$ $\vec{M}_f$ вычисляется как:

$$\vec{M}_f = -\frac{\vec{e}_\omega}{|\vec{e}_\omega|} \cdot \mu \cdot N \cdot \theta, \text{ где } \theta = 3\pi aK / (16(1+m)); m = (a-b)/(a+b),$$

здесь a и b – размеры полуосей площадки контакта, K – значение сходящегося ряда, вычисляемого по формуле:

$$K = 1 + \frac{m^2}{2^2} + \frac{m^4 \cdot 1^2}{2^2 \cdot 4^2} + \frac{m^6 \cdot 1^2 \cdot 3^2}{2^2 \cdot 4^2 \cdot 6^2} + \frac{m^8 \cdot 1^2 \cdot 3^2 \cdot 5^2}{2^2 \cdot 4^2 \cdot 6^2 \cdot 8^2} + \dots$$

Компоненты вектора оси вращения определяются следующим образом:

$$e_{\omega x} = \sin\alpha_1 \cos\alpha_2, e_{\omega y} = \cos\alpha_1, e_{\omega z} = \sin\alpha_1 \sin\alpha_2.$$

Для случая одноточечного контакта $\vec{F}$ параллелен $\vec{e}_r$, следовательно,

$$|\vec{F}| = N, c = e_{rx}e_{\omega x} + e_{ry}e_{\omega y} + e_{rz}e_{\omega z} = e_{\omega y}\cos\psi_1 + B\sin\psi_1$$

где $B = e_{\omega x}\cos\psi_2 + e_{\omega z}\sin\psi_2$. В таком случае из (8) получаем компоненты вектора $\vec{M}_f$:

$$M_{fx} = -\mu FR \frac{e_{\omega x} - c\sin\psi_1\cos\psi_2}{\sqrt{1-c^2}}, M_{fy} = -\mu FR \frac{e_{\omega y} - c\cos\psi_1}{\sqrt{1-c^2}}, M_{fz} = -\mu FR \frac{e_{\omega z} - c\sin\psi_1\sin\psi_2}{\sqrt{1-c^2}}$$

Для случая двухточечного контакта:

$$e_{r1x} = -\sin\varphi\cos\psi_2, e_{r1y} = \cos\varphi, e_{r1z} = -\sin\varphi\sin\psi_2, e_{r2x} = -e_{r1x}, e_{r2y} = e_{r1y}; e_{r2z} = -e_{r1z};$$

$$c_1 = e_{\omega y}\cos\varphi - B\sin\varphi, c_2 = e_{\omega y}\cos\varphi + B\sin\varphi;$$

$$\vec{M}_{f1} = -\mu N_1 R \frac{\vec{e}_\omega - c_1\vec{e}_{r1}}{\sqrt{1-c_1^2}}, \vec{M}_{f2} = -\mu N_2 R \frac{\vec{e}_\omega - c_2\vec{e}_{r2}}{\sqrt{1-c_2^2}}$$

Значение угла φ определяется на предприятии методом контроля по шлифу, либо численным методом с помощью моделирования процесса изготовления подвеса в пакете ANSYS.

Модули сил N_1 и N_2 определяются из уравнения равновесия $\vec{F} = \vec{N}_1 + \vec{N}_2$.

$$N_1 = \frac{F \cos \psi_1 (\sin \varphi - \cos \varphi \tan \psi_1)}{\sin 2\varphi}; \quad N_2 = \frac{F \cos \psi_1 (\sin \varphi + \cos \varphi \tan \psi_1)}{\sin 2\varphi}.$$

Суммарный момент трения:

$$\vec{M}_f = \vec{M}_{f1} + \vec{M}_{f2} = -\mu R \left(N_1 \frac{\vec{e}_\omega - c_1 \vec{e}_{r1}}{\sqrt{1 - c_1^2}} + N_2 \frac{\vec{e}_\omega - c_2 \vec{e}_{r2}}{\sqrt{1 - c_2^2}} \right)$$

После перехода к скалярным компонентам получаем:

$$M_{fx} = -\mu R (\vec{e}_{\omega x} C + \sin \varphi \cos \psi_2 C_\Delta), M_{fy} = -\mu R (\vec{e}_{\omega y} C - \cos \varphi C_\Sigma), M_{fz} = -\mu R (\vec{e}_{\omega z} C + \sin \varphi \sin \psi_2 C_\Delta),$$

где

$$C_\Sigma = \frac{N_1 c_1}{\sqrt{1 - c_1^2}} + \frac{N_2 c_2}{\sqrt{1 - c_2^2}} C_\Delta = \frac{N_1 c_1}{\sqrt{1 - c_1^2}} - \frac{N_2 c_2}{\sqrt{1 - c_2^2}}, C = \frac{N_1}{\sqrt{1 - c_1^2}} + \frac{N_2}{\sqrt{1 - c_2^2}}$$

Модуль полного момента трения для однотоочечного и двухточечного контакта:

$$M_f = \sqrt{M_{fx}^2 + M_{fy}^2 + M_{fz}^2}$$

Для проверки теоретических зависимостей момента трения проведено сравнение с результатами расчёта в программе ANSYS. Для однотоочечного контакта расхождение полученных результатов составило менее 1 %. Сопоставление теоретических и экспериментальных значений момента трения для подшипников типа ШГ1ШД-08 показало, что погрешность расчётов не превышает 8 %.

В расчётной модели долговечности рассматривается износ покрытия на поверхности шара или втулки. Ниже для определённости приведён расчёт для износа покрытия шара, однако расчётная модель применима и для расчёта конструкции с покрытием на втулке.

При равновероятном изменении углового положения шара изношенный участок аппроксимируется сферической поверхностью (рисунок 9). Радиус её кривизны изменяется, тогда как радиус проекции области износа r остаётся постоянным. Геометрия исходного и изношенного участков связана соотношением

$$R_1^2 - (R_1 - h_1)^2 = R_2^2 - (R_2 - h_2)^2 \quad (9)$$

где $R_1 = R$ — исходный радиус шара; R_2 — радиус кривизны изношенного участка; h_1 и h_2 — высоты исходного и изношенного шаровых сегментов с общим радиусом основания r .

$$h_1 = R_1 (1 - \cos \alpha/2),$$

где α — полный угловой ход РА.

Радиус кривизны изношенного участка определяется из (9):

$$R_2 = (2R_1 h_1 - h_1^2 + h_2^2) / 2 h_2 \quad (10)$$

Объём изношенного материала определяется разностью объёмов шаровых сегментов:

$$V_c = \pi h_1^2 (R_1 - h_1/3) - \pi h_2^2 (R_2 - h_2/3).$$

Предельный износ принимается равным половине исходной толщины покрытия δ .

При $[h] = h_1 - h_2 = \delta/2$ по разности объёмов шаровых сегментов определяется допустимый объём изношенного материала $[V]$.

Максимальное контактное напряжение в каждой зоне определяется по формуле Герца:

$$\sigma_H = k_p \sqrt[3]{N (E_{\text{пр}} \rho_{\text{пр}})^2}, \quad (11)$$

где N — нормальная сила в рассматриваемом контакте; k_p — коэффициент, учитывающий соотношение главных кривизн; $E_{\text{пр}} = 2/(\eta_{\text{ш}} + \eta_{\text{в}})$, где $\eta_{\text{ш(в)}} = (1 - \nu_{\text{ш(в)}}^2)/E_{\text{ш(в)}}$; $E_{\text{ш(в)}}$ и $\nu_{\text{ш(в)}}$ — модуль упругости и коэффициент Пуассона материалов шара и втулки. Для внутреннего контакта сферы и втулки $\rho_{\text{пр}} = 2/R - 1/R_{\text{в1}} - 1/R_{\text{в2}}$, где R — радиус шара, $R_{\text{в1}}$ и $R_{\text{в2}}$ — главные радиусы кривизны втулки. Производится сравнение действующих напряжений с допускаемыми $\sigma_H \leq [\sigma_H]$.

Для покрытия $\text{Ag} + 6\% \text{MoS}_2$ экспериментально были получены коэффициент трения 0,13 и зависимость коэффициента интенсивности изнашивания от контактного напряжения (рисунок 10). Зависимость коэффициента интенсивности изнашивания от контактных напряжений, приведённая на рисунке 10, может быть аппроксимирована с погрешностью, не превышающей 10 %, следующей зависимостью:

$$I \cdot 10^6 = 5,77 \cdot 10^{-10} \cdot \sigma_H^4 - 6,95 \cdot 10^{-7} \cdot \sigma_H^3 + 2,41 \cdot 10^{-4} \cdot \sigma_H^2 - 3,3 \cdot 10^{-3} \cdot \sigma_H + 0,012$$

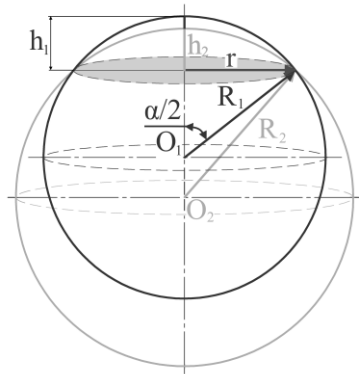


Рисунок 9 – Изменение геометрии сферы при износе в шарнирном сферическом подвесе

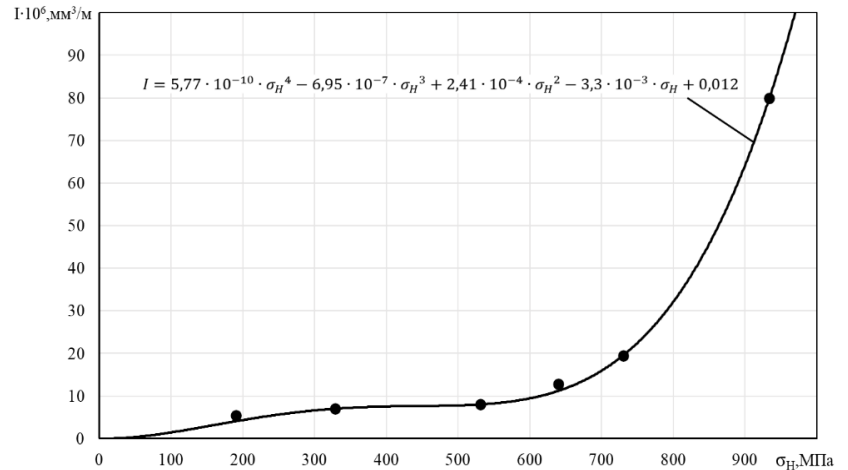


Рисунок 10 – Зависимость коэффициента интенсивности изнашивания I от контактных напряжений материала $\text{Ag} + 6\% \text{MoS}_2$

При расчёте долговечности предельный износ $[h]$ разбивается на k участков. На каждом шаге по геометрии изношенной поверхности определяется объём удаляемого материала на i -м участке V_i , текущие кривизны, контактные напряжения σ_{Hi} и соответствующая интенсивность изнашивания $I(\sigma_{Hi})$. По отношению объёма износа к интенсивности изнашивания определяется путь трения на i -м участке:

$$S_i = V_i / I(\sigma_{Hi}).$$

Долговечность шарнирного сферического подвеса L_i определяется числом циклов срабатывания до достижения заданного допустимого износа: $L_i = 180^\circ S_i / \pi \alpha R$. Если известна частота циклов ν в герцах, то можно определить долговечность в часах на i -м участке по зависимости $L_{hi} = L_i / \nu 3600$.

Общая долговечность определяется по зависимости

$$L_h = \sum_1^k L_{hi}.$$

Комплексная методика, включающая в себя описанные выше модели, была реализована в программе многопараметрического расчёта. Алгоритм проектировочного расчёта приведён на рисунке 11. Даны рекомендации по проектированию сферических шарнирных УК РА ЖРД. При варьировании выбранного конструктивного параметра и фиксированных остальных исходных данных одновременно определяются зависимости момента трения, максимального контактного напряжения и долговечности. Сопоставление этих зависимостей с допустимыми значениями позволяет выделить область параметров, обеспечивающую выполнение всех установленных требований. Сначала рассчитывается одноточечная схема; если совместное выполнение ограничений не обеспечивается, рассматривается двухточечный контакт. Последовательно варьируются радиус шара, радиусы кривизны втулки, толщина покрытия, угол контакта и зазор. При необходимости изменяется материал покрытия. На каждом этапе контролируются допустимый момент трения, контактная прочность и требуемая долговечность. При отсутствии допустимого сочетания параметров фиксируется отсутствие решения в заданных ограничениях.

Выполнение одного параметрического расчёта подвеса в разработанной программе занимает около 10–20 с.

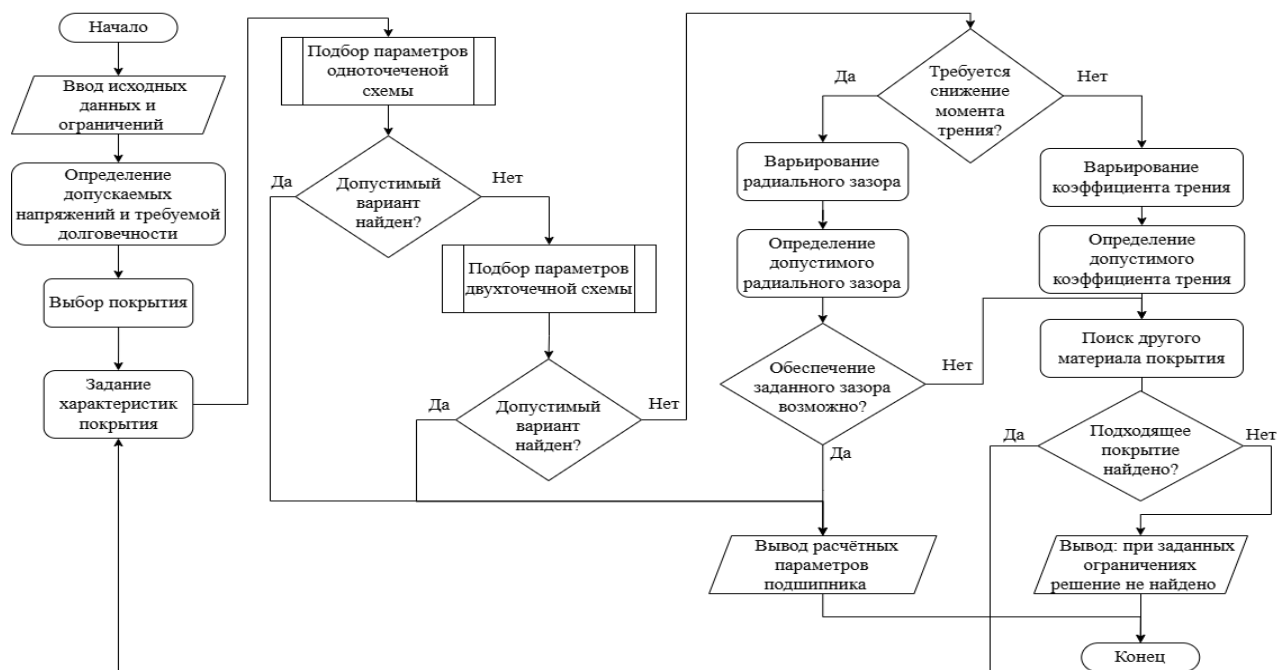


Рисунок 11 – Алгоритм проектировочного расчёта сферического шарнирного подвеса

Внедрение комплексной методики, рекомендаций и программы расчёта в процесс разработки позволило снизить время проектирования с 3 – 4 часов при использовании методик завода ООО «Вологодский завод специальных подшипников» (акт внедрения от 20.03.26) до 20 минут.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате проведения комплекса теоретических и экспериментальных исследований решена важная для двигателестроения научная задача по созданию методик расчёта моментных характеристик и долговечности подвесов РА ЖРД. Разработанные методики расчёта и предложенные мероприятия позволяют достичь поставленной цели: существенно повысить достоверность расчётов, снизить время и затраты на проектирование и доводку УК и обеспечить требуемые моментные характеристики узлов качания ЖРД.

Подводя итоги проделанной работы, можно сделать следующие выводы:

1. Выявлены реально действующие динамические и термические нагрузки на опоры шарнирных РА ЖРД; показано, что наличие таких нагрузок увеличивает момент трения, предложены мероприятия по их снижению.
2. Определён рациональный эксцентриситет эксцентриковых втулок в шарнирных РА ЖРД. Применение рационального эксцентриситета снижает максимальный момент асимметрии на 33 % и повышает допустимый момент трения на 9,8 Н·м для РА ЖРД РД-107А/108А.
3. Разработана методика расчёта моментных характеристик шариковых подшипников шарнирных РА ЖРД, учитывающая трение тел качения и центрирующих колец о сепаратор при реально действующих динамических и термических нагрузках. Для её подтверждения создана оригинальная экспериментальная установка, позволяющая создавать комбинированное нагружение. Расхождение полученных расчётных и экспериментальных значений не превысило 7,5 %. Расчёт моментных характеристик шариковых подшипников по предложенной методике повышает точность определения момента трения и снижает погрешность расчёта общего момента сопротивления УК РА по отношению к результатам огневых испытаний с 16,8 % до 2,8 %.
4. Разработана комплексная методика расчёта одно- и двухточечных сферических шарнирных опор РА ЖРД, объединяющая расчёт моментных характеристик, контактной прочности и долговечности с учётом износа, позволяющая производить многопараметрические расчёты подобных конструкций. Расхождение расчётного по методике и экспериментального моментов трения не превышает 8%.
5. Даны рекомендации по проектированию конструкций сферических шарнирных УК РА ЖРД. Внедрение комплексной методики, рекомендаций и программы расчёта в процесс

разработки позволило снизить время проектирования с 3 – 4 часов при использовании заводских методик ВЗСП до 20 минут (акт внедрения от 20.03.2026).

6. Результаты исследований нашли практическое применение на предприятиях аэрокосмической и подшипниковой промышленности: в Приволжском филиале АО «НПО Энергомаш имени академика В.П. Глушко» (акт внедрения от 30.09.2025 г.) и ООО «Вологодский завод специальных подшипников» (акт внедрения от 20.03.2026).

Диссертация соответствует паспорту специальности 2.5.15. Тепловые, электроракетные двигатели и энергоустановки летательных аппаратов по пунктам 13 и 18.

Определены дальнейшие направления исследований опор УК РА ЖРД с реализацией принципа отклонения вектора тяги, а именно: расчёт полного момента сопротивления в РА ЖРД.

ОСНОВНЫЕ ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИОННОЙ РАБОТЫ

Статьи в изданиях, рекомендованных ВАК

1. Балякин В.Б., Лаврин А.В., Долгих Д.Е. Оптимизация параметров и границы применения эксцентриковых втулок как средства повышения допустимого момента трения шарнирных рулевых агрегатов жидкостных ракетных двигателей // Вестник Московского авиационного института. — 2023. — Т. 30, № 3. — С. 109–116.
2. Балякин В.Б., Лаврин А.В., Долгих Д.Е. Влияние комплексного нагружения радиальных подшипников узлов качания рулевых агрегатов ЖРД на момент трения // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. — 2023. — Т. 22, № 2. — С. 21–32.
3. Балякин В.Б., Филиппов А.А., Долгих Д.Е. Повышение долговечности шарнирных сферических подшипников за счёт применения антифрикционного покрытия на основе серебра // Известия Самарского научного центра РАН. — 2024. — Т. 26, № 4 (120), ч. 3. — С. 465–471.
4. Балякин В.Б., Филиппов А.А., Долгих Д.Е. Улучшение триботехнических характеристик поверхности антифрикционного материала на основе серебра за счёт модификации графитом с целью повышения долговечности шарнирных подшипников // Известия Самарского научного центра РАН. — 2024. — Т. 26, № 4 (120). — С. 26–34.
5. Ганин И.А., Лаврин А.В., Долгих Д.Е. и др. Анализ трибосопряжений шарнирного РА ЖРД по степени их влияния на совокупный момент трения и энергетические возможности рулевых машин РН // Труды НПО Энергомаш имени академика В.П. Глушко. — 2024. — № 41. — С. 129–141.
6. Косенок Б.Б., Долгих Д.Е. Компенсация моментных нагрузок узла качания рулевого агрегата жидкостного ракетного двигателя // Транспортное, горное и строительное машиностроение: наука и производство. — 2022. — № 17, ч. 2. — С. 230–235.
7. Балякин В.Б., Лаврин А.В., Долгих Д.Е. Экспериментальное определение момента трения в радиально-упорном шариковом подшипнике при комбинированном нагружении // Вестник Московского авиационного института. — 2025. — Т. 32, № 1. — С. 163–171.
8. Косенок Б.Б., Балякин В.Б., Долгих Д.Е. Разработка системы управления рулевым агрегатом для пространственного ориентирования // Транспортное, горное и строительное машиностроение: наука и производство. — 2025. — № 30. — С. 46–53.
9. Долгих Д.Е. Условия динамического нагружения радиальных подшипников узлов качания рулевых агрегатов ЖРД // Динамика и виброакустика. — 2025. — Т. 11, № 2. — С. 46–55.
10. Балякин В.Б., Филиппов А.А., Долгих Д.Е. Повышение износостойкости шарнирных сферических подшипников за счёт азотирования // Известия Самарского научного центра РАН. — 2025. — Т. 27, № 3. — С. 40–44.
11. Балякин В.Б., Филиппов А.А., Долгих Д.Е. Методика определения момента сопротивления вращению шарнирных сферических подшипников // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. — 2025. — Т. 24, № 4. — С. 87–96.

12. Фалалеев С.В., Балякин В.Б., Долгих Д.Е. и др. Повышение надежности системы РНА компрессора авиационного ГТД за счет использования втулок с молибденовым покрытием // Насосы. Турбины. Системы. — 2022. — № 4 (45). — С. 30–37.
13. Балякин В.Б., Долгих Д.Е. Определение момента трения в радиальном подшипнике качения с учётом трения о сепаратор // Известия Самарского научного центра РАН. — 2025. — Т. 27, № 5. — С. 176–181.

Статьи в изданиях, рецензируемых в международной базе данных Scopus

14. Balyakin V.B., Dolgikh D.E., Krylov E.G. Methodology for the Analysis of Moment Characteristics of Radial-Thrust Two-Row Bearing Being Under a Combined Load // 2021 International Scientific and Technical Engine Conference (EC). — 2021. — P. 1–6.
15. Balyakin V.B., Falaleev S.V., Dolgikh D.E. et al. Improvement of Tribotechnical Parameters of Bronze Parts by Applying a Molybdenum Coating // Journal of Friction and Wear. — 2023. — Vol. 44, no. 3. — P. 150–155.
16. Balyakin V.B., Filippov A.A., Dolgikh D.E. Tribotechnical Characteristics of Anti-Friction Material Based on Silver with Added Molybdenum Disulphide // Journal of Friction and Wear. — 2024. — Vol. 45, no. 5. — P. 308–311.
17. Balyakin V.B., Dolgikh D.E. Investigation of the Dependence of Friction Coefficients of Anti-friction Materials Based on Silver on Ambient Pressure in Vacuum // Journal of Friction and Wear. — 2025. — Vol. 46, no. 6. — P. 402–405.

Статьи в других изданиях

18. Силаев Б.М., Даниленко П.А., Долгих Д.Е. Повышение точности расчётной оценки параметров системы смазки и охлаждения подшипников качения маловязкими рабочими средами // Международная научно-техническая конференция «Проблемы и перспективы развития двигателестроения». — 2021. — Т. 2. — С. 107–108.
19. Балякин В.Б., Крылов Э.Г., Долгих Д.Е. Методика расчёта моментных характеристик двухрядного радиально-упорного шарикоподшипника при комбинированном нагружении // Международная научно-техническая конференция «Проблемы и перспективы развития двигателестроения». — 2021. — Т. 2. — С. 97–98.
20. Лаврин А.В., Долгих Д.Е. Расчётно-экспериментальная оценка влияния перекоса и осевого усилия в опорных подшипниках на момент трения шарнирных рулевых агрегатов ЖРД // Международная научно-практическая конференция имени Н.Д. Кузнецова «Перспективы развития двигателестроения». — 2023. — Т. 2. — С. 241–242.
21. Балякин В.Б., Пилла К., Долгих Д.Е. Исследование влияния вибрационной нагрузки на коэффициент трения в контактной паре сталь–фторопласт // Международная научно-техническая конференция имени Н.Д. Кузнецова «Перспективы развития двигателестроения». — 2023. — Т. 2. — С. 216–217.
22. Куликов С.В., Чеботарев С.С., Долгих Д.Е. и др. Влияние радиальной нагрузки и частоты вращения на момент сил трения в подшипниках качения // Всероссийская молодёжная научная конференция с международным участием «XVII Королёвские чтения», посвящённая 35-летию со дня первого полёта МТКС «Энергия–Буран». — 2023. — Т. 1. — С. 228–229.
23. Балякин В.Б., Косенок Б.Б., Долгих Д.Е. Механизм управляемого вектора тяги рулевого агрегата ЖРД // Седьмая международная научно-техническая конференция «Динамика и виброакустика машин» (DVM2024). — 2024. — С. 359–360.
24. Лаврин А.В., Долгих Д.Е. Методика определения совокупного перекоса в подшипниках рулевых агрегатов ЖРД // Международная научно-техническая конференция имени Н.Д. Кузнецова «Перспективы развития двигателестроения». — 2025. — С. 516–518.