

На правах рукописи

СУНДУКОВ АЛЕКСАНДР ЕВГЕНЬЕВИЧ

**РАЗРАБОТКА МЕТОДОВ АНАЛИЗА ДИНАМИЧЕСКИХ
ПРОЦЕССОВ И ОЦЕНКИ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ
ПЛАНЕТАРНЫХ РЕДУКТОРОВ ГТД**

2.5.15. Тепловые, электроракетные
двигатели и энергоустановки летательных аппаратов

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук

Самара - 2024

Работа выполнена в федеральном государственном автономном образовательном учреждении высшего образования «Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королева».

Научный консультант:

Шахматов Евгений Владимирович, академик РАН, доктор технических наук, профессор

Официальные оппоненты:

Виноградов Василий Юрьевич, доктор технических наук, доцент, федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Казанский национальный исследовательский технический университет имени А.Н. Туполева – КАИ», профессор кафедры «Конструирование и технология производства электронных средств»;

Кривошеев Игорь Александрович, доктор технических наук, профессор, федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Уфимский университет науки и технологий», профессор кафедры «Авиационные двигатели»;

Рабинский Лев Наумович, доктор физико-математических наук, профессор, федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет)», заведующий кафедрой 903 «Перспективные материалы и технологии аэрокосмического назначения».

Ведущая организация:

Государственный научный центр федеральное автономное учреждение «Центральный институт авиационного моторостроения имени А. И. Баранова», г. Москва.

Защита состоится 20 декабря 2024 года в 10:00 часов 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. Королева», по адресу: 443086, г. Самара, Московское шоссе, 34.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке федерального государственного автономного образовательного учреждения высшего образования «Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королева» и на сайте: https://ssau.ru/storage/pages/6510/file_66d19f46cfb719.87784437.pdf.

Автореферат разослан _____ 2024 г.

Учёный секретарь
диссертационного совета 24.2.379.10
доктор технических наук, доцент

А.С. Виноградов

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ.

Актуальность. Современный авиационный газотурбинный двигатель (ГТД) является одним из самых сложных изделий машиностроения. Его успешная эксплуатация невозможна без наличия развитых методов оценки его технического состояния. Одним из самых нагруженных узлов авиационных ГТД является планетарный редуктор привода воздушных винтов и вентиляторов. Основными его дефектами являются износ боковых поверхностей зубьев и увеличение бокового зазора в зубчатом зацеплении. Наиболее интенсивно эти дефекты развиваются в паре «солнечная шестерня - сателлиты», что приводит к генерации вибрации, возбуждающей резонансные колебания элементов конструкции двигателей. Так, процесс доводки двигателя НК-12 с дифференциальным редуктором сопровождался обрывом рабочих лопаток 3-й ступени компрессора, появлением трещин на дисках ряда ступеней, разрушением дисков 3-й и 7-й ступеней. Данные дефекты были связаны с износом боковых поверхностей зубьев пары «солнечная шестерня - сателлиты». Выбор модификации профиля зубчатых колёс двигателя АЛ-31Ф сопровождался многочисленными разрушениями зубчатого зацепления и элементов конструкции двигателя. Аналогичные дефекты отмечались при доводке двигателя самолёта АН-24 и двигателя Д-27. Модернизация двигателя НК-12МП под воздушный винт большей тяги (АВ-60Т, двигатель НК-12ММ) привела к поломке рабочей лопатки 7-й ступени компрессора после первого этапа лётных испытаний, при этом частота формы колебаний соответствует частоте, выявленной при поломке рабочей лопатки 3-й ступени компрессора двигателя НК-12.

Практика эксплуатации ГТД и других роторных машин показывает, что наиболее эффективным методом контроля и диагностики их технического состояния является вибродиагностика. Первым отечественным фундаментальным трудом в области виброакустической диагностики явилась работа Б.В. Павлова. Дальнейшее развитие это научное направление получило в работах И.А. Биргера, М.Д. Генкина, А.С. Гольдина, С.М. Дорошко, А.В. Мозгалевского, В.А. Карасёва, В.М. Костюкова, С.С. Кораблёва, В.А. Русова, М.К. Сидоренко, А.Г. Соколовой, А.Р. Ширмана, К.Н. Явленского, Кирсиса, G.H. Kenall, R.A. Collacott, J.C. Mitchell, D.R. Harting и др. В их работах представлен ряд методов выявления диагностических признаков дефектов роторных машин, некоторые математические модели вибрации отдельных их узлов. Однако не в полной мере проработаны вопросы оценки изменения вибрационного состояния редукторов ГТД при износе их зубьев. Не решена проблема достоверности диагностических признаков, полученных в условиях испытательного стенда при перестановке двигателя в состав летательного аппарата.

Степень разработанности проблемы. Вибродиагностике дефектов зубчатых передач и исследованию их динамики посвящено достаточно большое количество публикаций. Здесь следует отметить работы

Э.Л. Айрапетова, И.И. Артоболевского, Ф.Я. Балицкого, Ю.Г. Барина, А.В. Баркова, М.Д. Генкина, А.Г. Соколовой, P.D. Macfadden, R.B. Randall, R.M. Stewart, I.C. Cheeseman и др. Однако публикаций, посвящённых вибродиагностике износа боковых поверхностей зубьев и соответствующей величине бокового зазора, не так много. При этом существенно ограничен перечень работ, посвящённых диагностике данного дефекта применительно к такому сложному механизму, как планетарный редуктор.

Впервые исследуемая проблема была рассмотрена в работах М.И. Курушина. Было показано, что дефекты элементов конструкции компрессора вызваны их резонансными колебаниями, возбуждаемыми вибрацией, генерируемой износом боковых поверхностей зубьев пары «солнечная шестерня - сателлиты». Однако не в полной мере была проанализирована связь вибрационного состояния редуктора со степенью нагруженности элементов конструкции компрессора. В работах А.А. Авраменко проанализированы геометрические характеристики профилей изношенных зубчатых колёс для выявления в вибрации составляющих, вызванных износом зубьев исследуемой пары. Анализ публикаций, посвящённых диагностике зубчатых зацеплений, показывает, что относительно беден перечень методов, направленных на исследование колебаний, генерируемых собственно редукторами, нет предложений по выявлению диагностических признаков износа на основе анализа сигналов штатных тахометрических датчиков частот вращения валов ГТД. Подавляющее большинство диагностических моделей планетарных редукторов предназначено для оценки уровня динамической нагруженности элементов их конструкций и оценке собственных частот колебаний отдельных деталей. Нет математических моделей, учитывающих изменение вибрационного состояния редуктора при развитии дефекта, в том числе, изменения ширины спектральных линий отдельных составляющих исследуемых процессов. Обычно разработка диагностических признаков дефектов выполняется на стенде завода-изготовителя двигателя, а их использование осуществляется в условиях эксплуатации на объекте. При этом нет предложений по преодолению проблемы роста интенсивности вибрации при перестановке двигателя со стенда на объект, показанной в работах сотрудников ПАО «Туполев»: В.М. Вуля, В.И. Попкова, В.К. Агафонова, В.С. Бакланова. Требуется дальнейшая проработка назначения норм на диагностические признаки износа. Износ боковой поверхности зубьев и боковой зазор в определённом смысле связаны между собой. Повышенный боковой зазор приводит к ударному входу зубьев в зацепление, что ускоряет процесс износа. Износ приводит к увеличению бокового зазора. Поэтому решение проблемы их диагностики целесообразно выполнять одновременно.

Целью диссертационной работы является обеспечение надёжности двигателей за счёт повышения достоверности оценки технического состояния планетарных редукторов ГТД путём разработки моделей и методов

анализа вибрации и динамических составляющих сигналов штатных тахометрических датчиков.

Для достижения поставленной цели в работе сформулированы и решены следующие основные задачи:

– разработать новые методы анализа колебательных процессов ГТД, позволяющие выделять диагностические признаки технического состояния редуктора двигателя с целью повышения его надёжности;

– разработать имитационную математическую модель вибрации пары «солнечная шестерня - сателлиты», учитывающую генерацию основных вибрационных составляющих, при наличии износа на боковых поверхностях зубьев;

– разработать математические модели оценки ширины спектральных линий зубцовой компоненты и роторной составляющей частоты вращения выходного вала редуктора в вибрационном процессе и сигнале штатного тахометрического датчика, позволяющие выявить диагностическую информацию для оценки технического состояния редуктора ГТД в условиях эксплуатации;

– выявить связь вибрационного состояния редуктора при износе зубчатого зацепления с техническим состоянием элементов конструкции двигателя и определить источник их резонансных колебаний;

– определить комплекс диагностических признаков износа боковых поверхностей зубьев и величины бокового зазора в паре «солнечная шестерня - сателлиты» планетарного редуктора на основе анализа вибрации двигателя и сигналов штатных тахометрических датчиков частот вращения входного и выходного валов редуктора, с целью повышения эксплуатационной технологичности, надёжности, эффективности эксплуатации ГТД;

– исследовать влияние перестановки двигателя со стенда на объект и типа используемого воздушного винта на диагностические признаки, выявленные в условиях стендовых испытаний. Предложить признаки нечувствительные к данным факторам, что существенно сократит затраты на разработку методик оценки технического состояния ГТД в условиях объекта за счет исключения проведения соответствующих измерений на двигателе;

– разработать предложения по назначению предельных величин для диагностических признаков износа, описываемых разными зависимостями. Предложить рекомендации по созданию комплекса диагностических признаков износа боковых поверхностей зубьев и оценки величины бокового зазора в зубчатом зацеплении «солнечная шестерня - сателлиты» планетарных редукторов для повышения надёжности эксплуатации ГТД.

Предмет исследования - редукторы и компрессоры ГТД.

Объект исследования - вибрационные процессы и сигналы штатных тахометрических датчиков частот вращения входного и выходного валов планетарных редукторов авиационных ГТД.

Научная новизна работы:

1. Впервые предложен метод оценки технического состояния редуктора, нечувствительный к перестановке двигателя со стенда в состав летательного аппарата за счёт использования выявленных диагностических признаков по параметрам девиации мгновенных значений частоты узкополосного процесса вибрации и частоты вращения вала ГТД.

2. Разработан метод демодуляции на основе анализа максимумов широкополосной вибрации редуктора ГТД, обеспечивающий выявление и существенное повышение чувствительности диагностических признаков в широком диапазоне частот вибрационного процесса двигателя.

3. Разработана имитационная математическая модель вибрационного состояния пары «солнечная шестерня - сателлиты» планетарного редуктора при развитии износа зубьев, отличающаяся наличием основных генерируемых составляющих вибрации, что позволяет выявить дополнительные диагностические признаки износа и идентифицировать источник резонансных колебаний элементов конструкции компрессора двигателя.

4. Предложен комплекс математических моделей, позволяющий оценивать ширину спектральных линий: зубцовой составляющей вибрации, сигнала частоты вращения выходного вала редуктора в вибрационном процессе и в сигнале штатного тахометрического датчика, учитывающий рост ширины зубцовой компоненты с развитием износа зубчатого зацепления, что позволило предложить новые диагностические признаки оценки технического состояния ГТД.

5. Впервые установлена возможность использования динамических составляющих сигналов штатных тахометрических датчиков не только для оценки частот вращения валов ГТД, но и для диагностики износа зубьев редуктора.

6. Разработан комплекс новых диагностических признаков на основе анализа сигналов вибрации и динамических составляющих сигналов штатных тахометрических датчиков, позволяющий оценивать износ зубчатого зацепления редукторов ГТД, для обеспечения надёжности в процессе эксплуатации.

Теоретическая значимость работы состоит в том, что разработанные методы анализа динамических процессов расширяют научные основы выявления дефектов роторных машин. Предложенные модели создают теоретическую базу для выявления новых типов диагностических признаков, не применяемых ранее в практической деятельности.

Практическая значимость работы заключается в том, что на основе проведённых теоретических и экспериментальных исследований:

– разработан комплекс новых диагностических признаков дефектов на основе анализа вибрации и сигналов штатных тахометрических датчиков планетарных редукторов ГТД, существенно расширяющий возможности оценки их технического состояния. Для части из них предложено соот-

ветствующее программное обеспечение, включённое в пакет программ исследования причин повышенной вибрации ГТД, выпускаемых ПАО «ОДК - Кузнецов» и рядом других организаций;

– предложен метод устранения необходимости пересчёта уровней интенсивности диагностических признаков износа редуктора ГТД, построенных на базе интенсивностей вибрации, которые получены в условиях стенда при переходе на объект, за счёт использования разработанных диагностических признаков на основе параметров мгновенных значений частоты узкополосного процесса вибрации и частоты вращения вала ГТД, что практически в два раза сокращает затраты при разработке методик диагностики дефектов за счёт исключения необходимости дополнительных измерений сигналов в условиях эксплуатации;

– предложен комплекс методик оценки технического состояния редукторов ГТД: «Методика оценки величины износа зубьев на основе анализа изменения ширины и формы зубцовой спектральной составляющей», «Методика оценки величины бокового зазора на основе анализа интенсивности зубцовой гармоника», «Методика оценки износа боковых поверхностей зубьев шестерен редуктора изделия НК-12 МП (НК-12МПП) по сигналу штатного тахометрического датчика частоты вращения вала заднего винта в условиях эксплуатации», «Методика вибродиагностики износа зубьев шестерён редуктора изделия НК-12МПП» (утверждена ФГУП ЦИАМ им. П.И. Баранова и использовалась при проведении ГСИ модернизированного турбовинтового двигателя на объекте);

– обеспечена возможность существенного упрощения оценки технического состояния редукторов ГТД в эксплуатации на объекте за счёт только анализа сигналов штатных тахометрических датчиков частот вращения входного и выходного роторов;

– разработаны рекомендации по назначению норм на диагностические признаки износа для обеспечения надёжности двигателя в эксплуатации;

– разработаны программные продукты обработки сигналов и методики мониторинга технического состояния планетарных редукторов ГТД;

– разработанные подходы внедрены и используются на предприятиях ПАО «ОДК-Кузнецов», АО «НК Дулисьма», ООО «НПС».

Область исследования соответствует п. 8 - Колебания в тепловых двигателях летательных аппаратов. Резонансные явления, автоколебательные и нестационарные процессы в конструкциях двигателей. Способы борьбы с опасными вибрациями в двигателях; п. 12 - Методы обеспечения ресурса и надёжности двигателей, энергетических установок летательных аппаратов, эффективности их использования; п. 13 - Математическое моделирование рабочих процессов, характеристик, динамических процессов, рабочих состояний двигателей и энергетических установок, стадий и этапов их жизненного цикла (создания, производства, эксплуатации и утили-

зации); п. 19 - Методы и средства диагностики технического состояния двигателей и энергетических установок летательных аппаратов. Эксплуатационная технологичность - паспорта научной специальности 2.5.15 Тепловые, электроракетные двигатели и энергоустановки летательных аппаратов (технические науки).

Методы исследования. В работе используются эмпирические и теоретические методы исследования. Решение поставленных задач базируется на анализе разработанных математических моделей и предложенных методов выявления диагностических признаков, полученных экспериментальных данных, известных положений технической диагностики, теории колебаний, теории вероятностей и математической статистики, положений статистической радиотехники, цифровой обработки сигналов.

На защиту выносятся следующие основные положения:

– метод оценки технического состояния редуктора, нечувствительный к перестановке двигателя со стенда в состав летательного аппарата за счёт использования выявленных диагностических признаков по параметрам девиации мгновенных значений частоты узкополосного процесса вибрации и частоты вращения вала ГТД;

– метод демодуляции на основе анализа максимумов широкополосной вибрации редуктора ГТД, обеспечивающий выявление и существенно повышающий чувствительность диагностических признаков в широком диапазоне частот вибрационного процесса двигателя;

– имитационная математическая модель вибрационного состояния пары «солнечная шестерня - сателлиты» при развитии износа зубьев, отличающаяся наличием основных генерируемых составляющих вибрации, что позволяет выявить дополнительные диагностические признаки износа и идентифицировать источник резонансных колебаний элементов конструкции компрессора двигателя;

– комплекс математических моделей оценки ширины спектральных линий: зубцовой составляющей вибрации, сигнала частоты вращения выходного вала редуктора в вибрационном процессе и в сигнале штатного тахометрического датчика, учитывающий рост ширины составляющих с развитием износа зубчатого зацепления, что позволило предложить новые диагностические признаки оценки технического состояния ГТД;

– комплекс диагностических признаков на основе анализа сигналов вибрации и штатных тахометрических датчиков, позволяющий оценивать техническое состояние редукторов ГТД для обеспечения надежности в процессе эксплуатации.

Реализация результатов работы. На базе разработанной имитационной модели создана «Методика вибродиагностики износа зубьев шестерён редуктора изделия НК-12МПП», согласованная с ФГУП ЦИАМ им. П.И. Баранова и использованная в совместных государственных лётных испытаниях на объекте ВП-021. Разработанные методы и диагностические

признаки дефектов ГТД внедрены на АО «НК Дулисъма», ООО «НПС», для оценки технического состояния мобильных электростанций ПАЭС 2500, ГТЭС 2500 ГЖ на базе двигателя АИ-20 со штатным редуктором и ПАО «ОДК-Кузнецов» при оценке технического состояния выпускаемых двигателей.

Степень достоверности. Достоверность полученных результатов обеспечивается корректной физической и математической постановкой задач, сопоставлением результатов с данными других исследователей, успешным их использованием в практике применения на ряде предприятий, контрольной разборкой двигателя и сопоставлением фактических значений величины износа с данными диагностики. Полученные результаты имеют ясную физическую трактовку и внутреннюю непротиворечивость.

Апробация работы. Основные результаты диссертации докладывались и обсуждались: на международной научно-технической конференции «Актуальные проблемы диагностики и прочности материалов и конструкций: модели, методы, решения» (Орёл, 2007); на III международной научно-практической конференции «Актуальные проблемы развития железнодорожного транспорта» (Самара, 2006); на IV международной научно-практической конференции «Актуальные проблемы развития транспортного комплекса» (Самара, 2008); на XI международной научно-практической конференции «Современные технологии в машиностроении» (Пенза, 2007); на международных научно-технических конференциях «Проблемы и перспективы развития двигателестроения» (Самара 2009, 2016, 2018); на международных научно-технических конференциях «Динамика и виброакустика машин» (Самара 2012, 2014, 2020); на международном научно-техническом форуме, посвящённом 100-летию ОАО «Кузнецов» и 70-летию СГАУ (Самара, 2012).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 57 работ, в том числе, 25 статей в периодических изданиях, включённых в перечень ВАК России, и 27 публикаций в изданиях, индексируемых РИНЦ, получено 5 патентов на изобретения.

Объём и структура работы. Диссертационная работа состоит из введения, восьми разделов, заключения, списка используемой литературы из 362 наименований и восьми приложений. Общий объём диссертации - 321 страница, содержит 166 рисунков, 22 таблицы.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность рассматриваемой научно-технической проблемы, сформулированы цель и задачи исследований, основные положения, выносимые на защиту, научная новизна и практическая значимость полученных результатов, приведены данные об апробации работы, её структуре и объёме.

В первом разделе выполнен обзор научно-технической литературы, посвящённой состоянию вопроса по диагностике дефектов зубчатых заце-

плений. Рассмотрены их типовые дефекты и методы вибродиагностики. Показаны особенности и основные источники вибрации планетарных редукторов ГТД. Дан критический анализ известных математических моделей планетарных редукторов. Проведённый анализ показал, что в задаче диагностики износа и величины бокового зазора планетарных редукторов ГТД есть ряд недостаточно проработанных проблем: относительно беден набор диагностических признаков рассматриваемых дефектов; известные математические модели вибрации зубчатой пары при развитии износа не в полной мере представляют генерируемую вибрацию; отсутствуют модели, учитывающие увеличение ширины спектральных линий составляющих при развитии износа, нет предложений по разработке диагностических признаков износа на основе анализа сигналов штатных тахометрических датчиков частот вращения входного и выходного валов редуктора, отсутствуют предложения по преодолению проблемы изменения интенсивности диагностических признаков, построенных на интенсивности вибрации при перестановке двигателя с испытательного стенда на объект.

Второй раздел посвящён разработке новых методов выявления диагностических признаков дефектов.

Метод оценки технического состояния редуктора, нечувствительный к перестановке двигателя со стенда в состав летательного аппарата за счёт использования выявленных диагностических признаков по параметрам девиации мгновенных значений частоты узкополосного процесса вибрации и частоты вращения вала ГТД.

Метод представляет возможность использовать в качестве диагностических признаков дефектов не только характеристики интенсивности динамических процессов, но и параметры мгновенных значений частоты узкополосного процесса. Основной отличительной особенностью метода является его нечувствительность к перестановке двигателя с испытательного стенда в состав объекта и возможность использования в качестве источника диагностической информации сигналов штатных тахометрических датчиков частот вращения роторов ГТД.

Метод основан на анализе параметров мгновенной частоты узкополосного процесса, девиация которой определяется частотной модуляцией (ЧМ) от влияющих факторов: работы системы поддержания относительного постоянства частоты вращения ротора двигателя на стационарном режиме, технологических (погрешности изготовления и сборки зубчатого зацепления), эксплуатационных (частота вращения, температура, передаваемая нагрузка), конструктивных (податливость деталей привода, модификация рабочих поверхностей зубьев) и износа боковых поверхностей зубьев.

Используя массив данных исследуемого широкополосного процесса, алгоритм метода можно представить в виде, приведённом на рисунке 1.

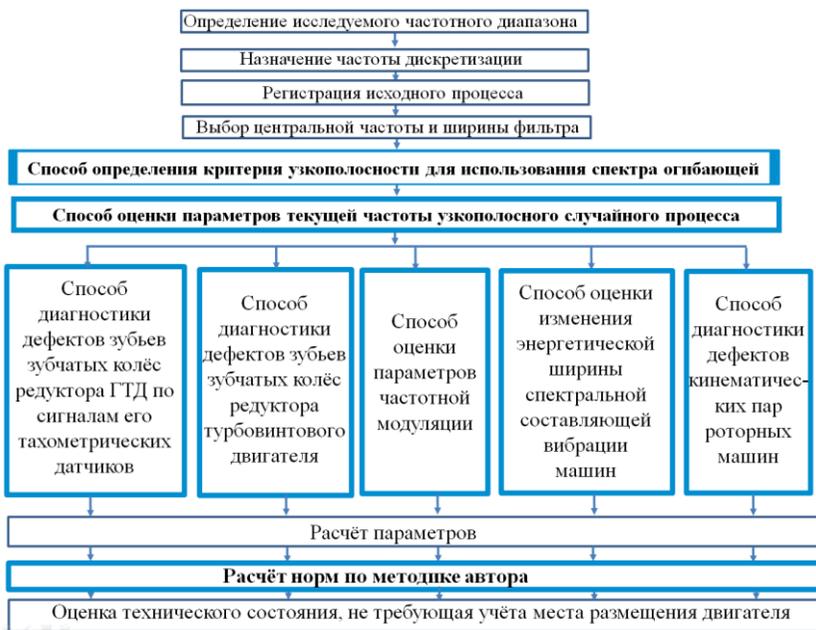


Рисунок 1– Алгоритм метода оценки технического состояния редуктора, нечувствительный к перестановке двигателя со стэнда в состав летательного аппарата

Для реализации алгоритма необходимо определить критерий узкополосности вибрационного процесса и предложить алгоритм оценки мгновенных значений частоты.

Способ определения критерия узкополосности для использования спектра огибающей. Исследовалось изменение амплитуды модулирующей гармоники, глубины амплитудной модуляции (АМ) при прохождении модулированного широкополосного шума гармонической составляющей через фильтр с последовательно меняющейся шириной. Центральная частота узкополосного фильтра $f_0 = 1000$ Гц. Относительная ширина фильтра менялась с 0,05 до 1 с шагом 0,05. Анализировались данные в широком диапазоне отношений среднеквадратического значения узкополосного шума ($S_{\text{ш}}$) и модулирующей гармоники ($S_{\text{Г}}$), $S_{\text{ш}}/S_{\text{Г}} = 1, 10, 20, 100$. Установлено, что расширение фильтра приводит к монотонному росту интенсивности модулирующей гармоники. Монотонный рост глубины АМ нарушается при относительной ширине фильтра в 30%. Тогда следует принять, что для получения сопоставимых и однозначных результатов при обработке вибрационных данных по глубине АМ, выделение узкополосного процесса необходимо проводить фильтром с относительной шириной в 30% от центральной частоты.

Способ оценки параметров текущей частоты узкополосного случайного процесса. Интересующая частотная область спектра отфильтровывается из общего сигнала узкополосным фильтром. На каждом полупериоде рассчитывается текущее его значение Δt_n путём суммирования целых значений временных интервалов Δt ($\Delta t=1/F_d$, F_d - частота дискретизации) и неполных величин Δt (Δx) по краям полупериода. Время полупериода определяется до смены знака текущего уровня сигнала. Используя линейную интерполяцию кривой по двум ближайшим к нулевой линии положительного и отрицательного её отсчётов, оценивается величина Δx . Суммируя полученные значения, определяется Δt_n . По величине $1/2\Delta t_n$ рассчитывается текущее значение частоты. Полученный массив данных может быть обработан по любому из требуемых алгоритмов. Описанный алгоритм расчёта массива данных мгновенных значений частоты составляющей реализован в виде динамически загружаемой библиотеки для пакета WinПОС на языке C++.

Способ диагностики дефектов зубьев зубчатых колёс редуктора ГТД по сигналам его тахометрических датчиков. Наличие штатных тахометрических датчиков частоты вращения (ДЧВ) валов редукторов ГТД позволяет решать некоторые задачи диагностики путём анализа их сигналов. Поставленный технический результат достигается тем, что анализируются сигналы с ДЧВ входного вала (вал турбокомпрессора - ТК) редуктора и выходного (вал заднего винта - ВЗВ). Узкополосными фильтрами выделяются из их сигналов частоты, соответствующие частотам вращения этих валов. Используя алгоритм, изложенный выше, определяются мгновенные значения частот, рассчитываются их дисперсии (соответственно D_1 , D_2) и берётся их разность. Полученное значение сравнивается с уровнем ПРЕДУПРЕЖДЕНИЕ, рассчитанным в соответствии с ГОСТ Р ИСО 13373-2-2009 по статистике отремонтированных двигателей. На рисунке 2 показана

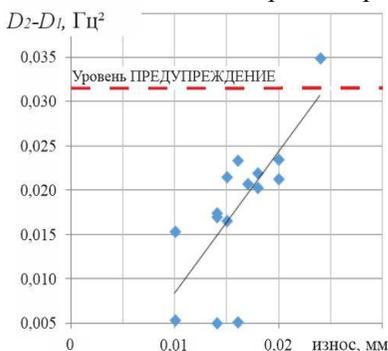


Рисунок 2 – Зависимость разницы дисперсий от величины износа

зависимость разности дисперсий от величины износа. Как видно из рисунка, превышение уровня ПРЕДУПРЕЖДЕНИЕ выявлено только для двигателя с максимальным износом зубьев пары «солнечная шестерня - сателлиты». На нём была выявлена трещина на периферийной лопатки 7-й ступени компрессора.

На предлагаемый способ получен патент на изобретение № 2737993.

Способ оценки изменения энергетической ширины спектральной составляющей вибрации машин.

Сигнал вибрации с вибропреобразователя, установленного на стыке картеров компрессора и редуктора, обрабатывается в режиме спектральной плотности мощности с шагом меньшим ширины исследуемой спектральной линии, но достаточным для получения сглаженной формы её огибающей и определяется ширина на двух заданных уровнях от её максимума. Далее рассчитывается разность полученных значений ширины спектральной составляющей на выбранных условиях. Пример использования предлагаемого способа показан на рисунке 3. Анализировалась зубцовая составляющая вибрации пары «солнечная шестерня-сателлиты» (f_{z1}) по 11 двигателям с разной степенью износа перед их ремонтом при работе двигателя на режиме 0,85 номинального. Ширина спектральной линии зубцовой составляющей определялась в нижней её части (Π_{\max}), в месте пересечения её огибающей справа и слева с общим

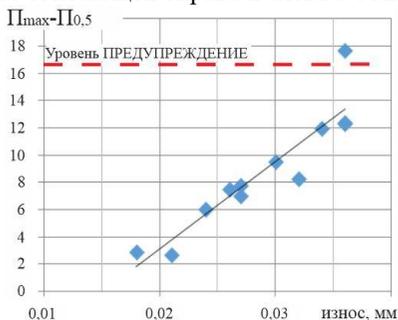


Рисунок 3 – Пример зависимости разности $\Pi_{\max} - \Pi_{0,5}$ от величины износа

вибрационным фоном и на уровне 0,5 ($\Pi_{0,5}$) от максимального значения интенсивности спектральной составляющей. Аналогичным образом показано, что уровень ПРЕДУПРЕЖДЕНИЕ рассматриваемого параметра, получен для двигателя с трещиной на пере рабочей лопатки 7-й ступени компрессора. На данный способ получен патент на изобретение № 2750846.

Способ диагностики дефектов кинематических пар роторных машин.

Характеристикой износа может служить интегральная оценка области, ограниченной огибающей спектральной составляющей (S_C). Пример данного способа для составляющей f_{z1} представлен на рисунке 4.

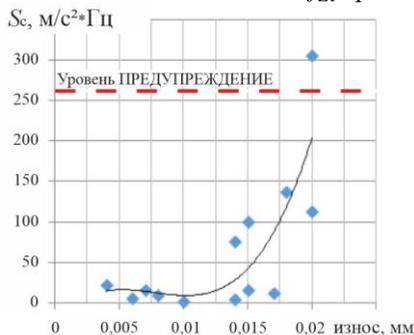


Рисунок 4 – Пример зависимости параметра S_C от износа

Здесь также установлено, что превышение уровня ПРЕДУПРЕЖДЕНИЕ отмечается только для двигателя с трещиной на пере рабочей лопатки 7-й ступени компрессора.

На данный способ получен патент на изобретение № 2792713.

Способ диагностики дефектов зубьев зубчатых колёс редуктора турбовинтового двигателя.

Чувствительность и точность рассмотренных выше способов оп-

ределения износа боковых поверхностей зубьев редуктора, можно существенно повысить за счёт разности результатов диагностических измерений и данных, полученных перед началом эксплуатации двигателя. При этом устраняется влияние таких факторов как: работа системы поддержания относительного постоянства частоты вращения ротора двигателя на стационарном режиме, технологических (погрешности изготовления и сборки зубчатого зацепления), эксплуатационных (частота вращения, температура, передаваемая нагрузка), конструктивных (податливость деталей привода, модификация рабочих поверхностей зубьев). Способ защищён соответствующим патентом на изобретение № 2783467.

Способ оценки параметров частотной модуляции. В работах сотрудников ИМАШ РАН М.Д. Генкина, А.Г. Соколовой, Ф.Я. Балицкого и Г.В. Долаберидзе показано, что при использовании преобразования Гильберта, при одновременном наличии АМ и ЧМ параметры последней определяются со значительными погрешностями. Для зубчатых зацеплений одновременное наличие обеих видов модуляции является типичной ситуацией. Предлагается иной способ оценки индекса ЧМ. По алгоритму расчёта мгновенных значений частоты узкополосного процесса определяется массив данных, после чего рассчитывается его автоспектр полученного массива. Индекс ЧМ для выбранной составляющей определяется как отношение частоты её максимального значения по оси Y к её значению по оси X .

Метод демодуляции на основе анализа максимумов широкополосной вибрации редуктора ГТД, обеспечивающий выявление и существенное повышение чувствительности диагностических признаков в широком диапазоне частот вибрационного процесса двигателя

В практике вибродиагностики широко используется метод выделения модулирующих составляющих узкополосного процесса на основе анализа спектра огибающей. Главным его недостатком является узкий частотный диапазон выделения модулирующих компонент, который не превышает половины ширины выделяющего фильтра. Использование максимумов широкополосной вибрации значительно расширяет частотный диапазон их представления и позволяет существенно повысить чувствительность выявленных диагностических признаков. Метод основан на анализе максимумов широкополосной вибрации вместо её мгновенных значений. Отличительной особенностью метода является получение модулирующих составляющих во всём исследуемом частотном диапазоне. При этом расширяется частотный диапазон полученных модулирующих составляющих при каскадной демодуляции, так как выделение максимумов широкополосной вибрации является её первым шагом. Повышается чувствительность биполярного анализа. Используя массив данных исследуемого широкополосного процесса, алгоритм метода можно представить в виде, приведённом на рисунке 5.

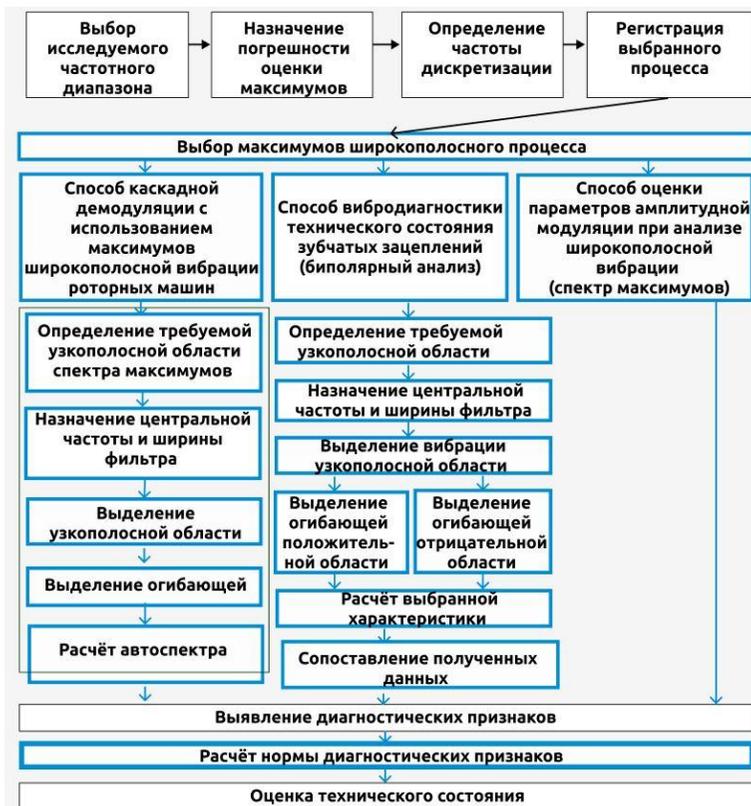


Рисунок 5 – Алгоритм метода демодуляции вибрационного сигнала на основе анализа максимумов широкополосной вибрации

Способ оценки параметров амплитудной модуляции при анализе широкополосной вибрации (спектр максимумов). Амплитудную модуляцию визуально можно определить по расположению локальных максимумов временного процесса. При этом, количественный анализ выполняется путём исследования дискретной последовательности их абсцисс и ординат. Выделив максимумы такого широкополосного вибрационного процесса, получаем функцию, содержащую информацию о модулирующих составляющих. При этом, в отличие от огибающей узкополосного процесса, здесь отсутствует ограничение на частотный диапазон, в котором они представлены. Предлагаемый способ обработки данных выглядит следующим образом. Исходный широкополосный процесс квантуется частотой, обеспечивающей требуемую точность выявления его максимумов и производится их поиск путём сравнения уровней последовательных значений отсчётов. По полученному массиву данных рассчитывается автоспектр максимумов.

На предлагаемый способ разработано соответствующее программное обеспечение. На рисунке 6 представлен автоспектр и спектр максимумов вибрации редуктора двигателя НК-12МПП при износе его зубьев. Из представленных данных видна большая информативность спектра максимумов. На нём, например, чётко проявляется ряд гармоник с шагом 1/6 от зубцовой (760 Гц), видна модуляция данной составляющей.

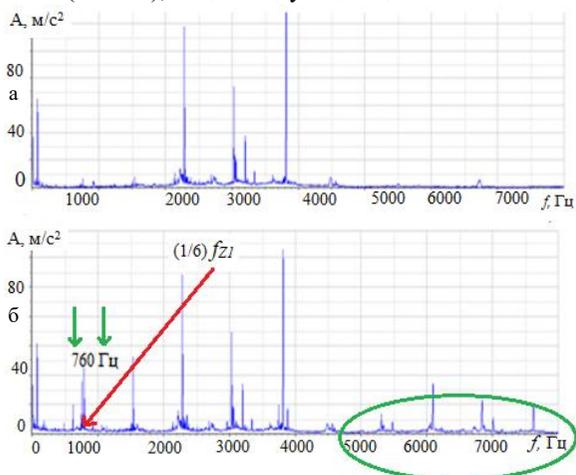


Рисунок 6 – Автоспектр (а) и спектр максимумов (б) вибрации двигателя при износе

Способ каскадной демодуляции с использованием максимумов широкополосной вибрации роторных машин.

Появление и развитие дефектов сопровождается ростом степени нелинейности передаточной функции конструкции ГТД. Как указано в работах Ф.Я. Балицкого, А.Г. Соколовой, Г.В. Долаберидзе, М.А. Ивановой в этом случае более эффективным методом является каскадная демодуляция. Её суть

заключается в повторной процедуре узкополосной фильтрации процесса, выделении огибающей и расчёте автоспектра этой огибающей. Тогда ещё в большей степени происходит сужение полученного частотного диапазона модулирующих составляющих. Выделение максимумов широкополосного процесса и оценка соответствующего спектра уже является первым шагом демодуляции. Тогда совершенно очевидно, что использование максимумов широкополосного процесса существенно расширяет частотный диапазон каскадной демодуляции. Например, при регистрации вибрационного процесса до 28 кГц и выделении узкополосного колебания на верхнем крае частотного диапазона уже при двойной демодуляции второй спектр огибающей не превышает 300 Гц. Использование максимумов широкополосной вибрации позволяет получить спектральное представление модулирующих составляющих до 2700 Гц.

Способ вибродиагностики технического состояния зубчатых зацеплений (биполярный анализ). Способ основан на раздельном анализе положительной и отрицательной частей вибрационного процесса с последующим расчётом интересующих характеристик и оценке их отличия. Использование положительных (A_{z1}^+) и отрицательных (A_{z1}^-) максимумов широкополосной вибрации позволяет существенно повысить чувствительность

биполярного анализа и расширить область его применения. Предлагаемый способ использован при оценке величины бокового зазора пары «солнечная шестерня - спутники» дифференциального редуктора. На рисунке 7 представлены данные анализа зубцовой спектральной составляющей по 15-ти двигателям с осреднением по 5-ти величинам бокового зазора. Для максимального значения бокового зазора использование максимумов широкополосной вибрации обеспечивает повышение уровня диагностического признака в 1,7 раза по сравнению с анализом мгновенными величинами. На данный способ получен патент на изобретение № 2717139.

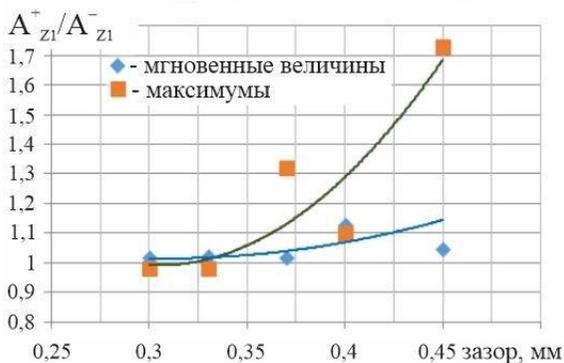


Рисунок 7 – Зависимость A_{z1}^+ / A_{z1}^- от величины бокового зазора

В третьем разделе дана оценка некоторых погрешностей и влияние внешних условий на диагностические признаки.

Обработка вибрационных процессов на переходных режимах работы ГТД (приёмистость, переход с режима на режим, сброс) осуществляется с использованием метода слеящего анализа.

В работах П.Д. Вильнера и Ф.В. Голова, посвя-

щённых исследованию этого метода, оценка его погрешности осуществляется с точки зрения влияния качества управляющего сигнала. Важным моментом является выбор ширины применяемого фильтра. Используя соотношение А.А. Харкевича для оценки ширины слеящего фильтра (Δf_ϕ), задавшись величиной динамической погрешности в 10% и максимальной скоростью изменения частоты вращения ротора турбокомпрессора исследуемого двигателя на переходных режимах, определены рекомендации по выбору Δf_ϕ в зависимости от его центральной частоты узкополосного фильтра.

Оценено влияние изменения атмосферного давления на оценку максимального уровня колебаний для резонансной системы. Используя уравнение неустановившегося движения ротора двигателя в приведенных параметрах, перейдя от приведенных к физическим, приняв изменение частоты вращения ротора турбокомпрессора по линейному закону, установлено, что влияние этого фактора для средней полосы России значительно для добротностей больше 50 и частот меньше 500 Гц.

Выполнена оценка погрешностей параметров частоты при анализе сигналов штатных тахометрических датчиков. Основной вклад в погрешность её оценки вносит зубчатый привод ротора таходатчика. Расчёт по

методу максимума-минимума (ГОСТ 21098-82), с учётом основной погрешности используемого датчика ДТЭ-2 для частоты вращения ротора турбокомпрессора она составляет 3,1%, для ВЗВ - 5,0%.

Учитывая, что согласно действующей нормативной документации погрешность виброизмерений не должна превышать 15%, тогда можно заключить, что частотные параметры данных сигналов наравне с вибрацией возможно использовать в оценке технического состояния редукторов ГТД.

В **четвёртом разделе** представлены результаты разработок имитационной математической модели пары «солнечная шестерня - сателлиты» и математических моделей ширины спектральных линий зубцовой составляющей и частоты вращения выходного вала редуктора.

Наиболее сложным и трудоёмким является выбор диагностических признаков. Применение различного рода математических моделей позволяет на основе использования математических методов их анализа существенно сократить указанные затраты на их разработку. Планетарные редукторы ГТД генерируют сложный комплекс колебательных процессов. При этом, как отмечается в работах М.Д. Генкина и А.Г. Соколовой, он включает параметрические и нелинейные колебания, приводящие к генерации субгармонических и комбинационных компонент составляющих АМ и ЧМ. В работах подчёркивается, что диагностические модели в виде системы дифференциальных уравнений для рассматриваемого случая не всегда позволяют количественно связать дефект механизма со свойствами виброакустического процесса. В этом случае, целесообразно построение качественных имитационных диагностических моделей. В предлагаемой имитационной математической модели рассматривается взаимодействие солнечной шестерни и сателлитов.

В качестве прототипа использована имитационная математическая модель виброакустического сигнала (x_1) в окрестностях гармоник основной частоты возбуждения дефектного узла механизма, предложенная в работе М.Д. Генкина и А.Г. Соколовой в виде:

$$x(t) = \left[1 + \sum_i \mu_i \cos(i\Omega t) \right] \left\{ a_k \cos k \omega_z \left[t + \sum_i v_i \cos(j\Omega t) \right] \right\} + \omega_{ш}(t) \quad (1)$$

где μ_i - глубина амплитудной модуляции гармоник ω_z частотой $i\Omega$; $\Omega = 2\pi f_d$ - круговая частота попадания дефекта в зоне контакта; ω_z - основная частота возбуждения (зубцовая, лопаточная и т.д.); $\omega_{ш}$ - шумовая составляющая; a_k - амплитуда k -ой гармоники; v_i - индекс частотной модуляции.

Математическая модель (1) учитывает только генерацию модуляционных составляющих и вибрационного шума. Неравномерный износ зубьев в этой паре приводит к росту бокового зазора, ударному входу зубьев в зацепление, увеличению погрешности основного шага, росту кинематической погрешности. Отмеченные явления вызывают:

- рост интенсивности ряда составляющих с шагом частоты вращения ротора (f_p); увеличение интенсивности зубцовой гармоник и кратных ей; проявление АМ и ЧМ; рост интенсивности вибрационного шума;

- увеличение интенсивности колебаний гармоник ряда, вызванной дефектом на боковых поверхностях зубьев зубчатого зацепления, первая из которых имеет вид:

$$x_1(t) = A_{Д1}(t)\sin(\omega_d t + \varphi_1),$$

где $A_{Д1}$ - амплитуда составляющей на частоте ω_d , $\omega_d = 2\pi f_p^* z_c$; φ_1 - начальная фаза; f_p^* - частота вращения солнечной шестерни в приведённом движении; z_c - число сателлитов.

Учитывая, что отдельные составляющие представляют собой квазигармонические колебания, результирующий вибрационный процесс можно представить в виде:

$$x_1(t) = \sum_i A_i(t)\sin[i\omega_p t + \varphi_i(t)] + \sum_i A_{z_i}(t)\sin[lz_1\omega_z t + \varphi_i(t)] + \sum_k A_k(t)\sin[k\omega_d t + \varphi_k(t)] + \left[1 + \sum_q m_q \sin(q\Omega_1 t) \right] \times \left\{ A_x \sin(k\omega_x) \left[t + \sum_j v_j \sin(j\Omega_1 t) \right] \right\} + \omega_{ш}, \quad (2)$$

где $x_1(t)$ - виброакустический процесс, генерируемый парой «солнечная шестерня - сателлиты» редуктора ГТД; A_i - амплитуда i -ой роторной гармоник; A_{z_i} - амплитуда i -ой зубцовой гармоник; $A_{дi}$ - амплитуда i -ой гармоник на частоте проявления дефекта; $\omega_p = 2\pi f_p$ - частота вращения солнечной шестерни в абсолютном движении; φ_i , φ_k - начальные фазы; Ω_1 - круговая частота модулирующей составляющей; в отличие от прототипа это не только ω_d (круговая частота попадания дефекта в зону контакта), но и частоты субгармоник зубцовой, комбинационных составляющих; A_x - амплитуда характерного узкополосного процесса (зубцовой составляющей, резонансной частоты узла или корпуса редуктора, узкополосной шумовой компоненты); ω_x - средняя частота узкополосного характерного процесса; m_q - глубина АМ.

Таким образом, имитационная математическая модель вида (2) отражает генерацию при появлении дефекта на боковых поверхностях зубьев, трёх квазигармонических рядов, возбуждение модуляционных составляющих, вибрационного шума и учитывает конструкцию редуктора. Её использование позволило определить источник резонансных колебаний элементов конструкции двигателя и предложить ряд новых диагностических признаков рассматриваемых дефектов. Соответствие каждой структурной составляющей модели реальному вибрационному состоянию механизма подтверждено на примере анализа вибрационного состояния дифференциального редуктора двигателя НК-12МПМ с износом боковых поверхностей зубьев рассматриваемой пары.

Подавляющее большинство источников вибрации роторных машин кинематически связаны с их валами. В этом случае авторы, рассматривающие вопрос оценки ширины спектральной линии, определяют эту величину в функции частотной модуляции гармонической несущей от девиации частоты вращения ротора на стационарном режиме работы машины. Для авиационных ГТД она определяется работой системы поддержания относительного постоянства частоты вращения его ротора. Для ряда спектральных составляющих учёт только этого фактора недостаточен. Например, для составляющих f_{zI} и частоты вращения выходного вала редуктора ширина спектральных линий определяется, помимо указанного фактора, величиной кинематической погрешности и её ростом в процессе эксплуатации от влияния следующих факторов: технологических (погрешности изготовления и сборки зубчатого зацепления), эксплуатационных (частота вращения, температура, передаваемая нагрузка), конструктивных (податливость деталей приводов, модификация рабочих поверхностей зубьев), износом боковых поверхностей зубьев. На основе анализа известных соотношений, связывающих ширину спектральной линии с характеристиками частотно-модулирующего процесса, обоснован выбор зависимости, дающей наиболее близкие значения соответствующим экспериментальным данным в следующем виде:

$$\Pi = 2\sqrt{2} \sigma_f^2 \quad (3)$$

где Π - ширина частотно-модулированного процесса на уровне $1/e$ от максимального значения, σ_f^2 - дисперсия девиации частоты модулирующего колебания. Учитывая структуру суммарной дисперсии для изготовленных и отремонтированных редукторов, получим соответствующую ширину спектральной линии зубцовой составляющей (Π_{11}) в виде:

$$\Pi_{11} = 2\sqrt{2}(D_{1ЧМ} + D_{1P} + D_{1T} + D_{1K}), \quad (4)$$

где $D_{1ЧМ}, D_{1P}, D_{1T}, D_{1K}$ - дисперсии девиации частоты зубцовой составляющей от влияния работы системы регулирования частоты вращения ротора, режимных, технологических, конструктивных факторов соответственно.

Для случая с износом, соотношение для ширины спектральной линии зубцовой составляющей (Π_{12}) примет вид:

$$\Pi_{12} = 2\sqrt{2}(D_{1ЧМ} + D_{1P} + D_{1T} + D_{1K} + D_{1ИЗН}), \quad (5)$$

где $D_{1ИЗН}$ - дисперсия девиации частоты зубцовой составляющей, вызванная износом боковых поверхностей зубьев.

При максимальной величине зафиксированного износа зубьев редуктора в 0,036 мм доля ширины спектральной линии от рассматриваемых факторов составляет 52%, от износа - 48%. Девиация частоты вращения выходного вала редуктора будет определяться влиянием тех же факторов и дополнительно приводом тахометрического датчика ($D_{2ПР}$). Тогда для сигнала штатного тахометрического датчика частоты вращения выходного ва-

ла редуктора для отремонтированных и вновь изготовленных двигателей ширина спектральной линии (Π_{21}) примет вид:

$$\Pi_{21} = 2\sqrt{2} (D_{2\text{чм}} + D_{2\text{р}} + D_{2\text{т}} + D_{2\text{к}} + D_{2\text{пр}}) \quad (6)$$

где $D_{2\text{чм}}$, $D_{2\text{р}}$, $D_{2\text{т}}$, $D_{2\text{к}}$, $D_{2\text{пр}}$ - соответственно дисперсии девиации частоты выходного вала редуктора в сигнале его тахометрического датчика от работы системы регулирования частоты вращения ротора, режимных, технологических, конструктивных факторов, погрешностей привода тахометрического датчика.

Для двигателей с износом зубьев редуктора (Π_{22}) :

$$\Pi_{22} = 2\sqrt{2} (D_{2\text{чм}} + D_{2\text{р}} + D_{2\text{т}} + D_{2\text{к}} + D_{2\text{пр}} + D_{2\text{изн}}) \quad (7)$$

где $D_{2\text{изн}}$ - дисперсия девиации частоты выходного вала редуктора в сигнале его тахометрического датчика от износа. Остальные обозначения те же, что и для соотношения (6).

Ширина спектральной линии частоты вращения выходного вала редуктора в вибрационном процессе для отремонтированных и вновь изготовленных двигателей (Π_{31}) определяется в виде:

$$\Pi_{31} = 2\sqrt{2} (D_{3\text{чм}} + D_{3\text{р}} + D_{3\text{т}} + D_{3\text{к}} + D_{2\text{пр}}) \quad (8)$$

где $D_{3\text{чм}}$, $D_{3\text{р}}$, $D_{3\text{т}}$, $D_{3\text{к}}$, $D_{2\text{пр}}$ - соответственно дисперсии девиации частоты выходного вала редуктора в вибрационном процессе от работы системы регулирования частоты вращения ротора двигателя, режимных, технологических, конструктивных факторов, погрешностей привода тахометрического датчика частоты вращения.

Ширина спектральной линии для двигателей с износом (Π_{32}) примет вид:

$$\Pi_{32} = 2\sqrt{2} (D_{3\text{чм}} + D_{3\text{р}} + D_{3\text{т}} + D_{3\text{к}} + D_{3\text{пр}} + D_{3\text{изн}}) \quad (9)$$

где $D_{3\text{изн}}$ - дисперсия девиации частоты выходного вала редуктора в вибрационном сигнале от износа. Остальные обозначения те же, что и для соотношения (8).

Представленные модели позволяют предложить ряд новых диагностических признаков износа зубьев редуктора ГТД.

Пятый раздел содержит сведения об объеме исследованного экспериментального материала, оценку потенциальной опасности генерируемой вибрации, обоснование достоверного источника резонансных колебаний элементов конструкции двигателя. Анализировалась вибрация 18 двигателей после ремонта и 15 двигателей, пришедших в ремонт. При исследовании рассматривались четыре варианта износа боковых поверхностей зубьев:

- **текущий** - максимальный износ зубьев центральной внутренней шестерни относительно эвольвенты после последнего ремонта;
- **текущий полный** - максимальный износ зубьев центральной внутренней шестерни относительно исходной эвольвенты;
- **текущий суммарный** - сумма максимальных износов зубьев централь-

ной внутренней шестерни и сателлитов относительно эвольвентограмм после последнего ремонта;

- **суммарный полный** - сумма максимальных износов зубьев центральной внутренней шестерни и сателлитов относительно исходных эвольвент.

Анализ вибрационного состояния редукторов с износом боковых поверхностей зубьев пары «солнечная шестерня – сателлиты» показал, что наиболее интенсивными являются составляющие ряда с шагом, равным частоте ω_d . Максимальные значения интенсивности вибрационных составляющих этого ряда на режиме приёмистости представлены в таблице 1.

Таблица 1 – Параметры составляющих ряда с шагом ω_d

Кратность	2,745	5,470	8,206	10,940	13,675	16,410	19,145	21,883	24,615	27,350	30,085	32,820
$A, \text{ м/с}^2$	3,5	14,0	6,9	19,8	16,8	37,2	51,4	89,3	20,6	19,7	5,1	14,3

Как видно из представленных данных, наибольшая интенсивность отмечается для составляющих с кратностью частоте вращения ротора равной 16,410, 19,145, 21,883. Установлено, что только составляющая с кратностью 19,145 имеет максимальный уровень и на стационарных режимах работы двигателя выше малого газа. В выполненных ранее исследованиях было показано, что износ боковых поверхностей зубьев вызывает генерацию вибрации, приводящей к поломке рабочих лопаток 3-й ступени компрессора. Источник резонансных колебаний определён как 19,0 гармоника частоты вращения ротора турбокомпрессора. Однако данная составляющая не связана с кинематикой редуктора и не определяется предложенной моделью при наличии дефектов на боковой поверхности зубьев. На первом же этапе лётных испытаний двигателя с воздушным винтом большей тяги была выявлена трещина на пере рабочей лопатки 7-й ступени компрессора. Частота формы колебаний составляющей близка к собственной частоте формы колебаний 3-й ступени компрессора. Среди выявленных наиболее интенсивных составляющих ряда с шагом ω_d , близкую частоту имеет составляющая с кратностью 19,145. На рисунке 8 представлен фрагмент спектра максимумов. Из рисунка видно, что интенсивность составляющей с кратностью 19,145 более чем в два раза выше, чем составляющая с кратностью 19,0.

Анализ коэффициента корреляции в зависимостях интенсивностей для этих двух составляющих от величины износа дал следующие результаты: коэффициент корреляции для составляющей с кратностью 19,0 равен 0,29, с кратностью 19,145 – 0,71. Совокупность полученных данных

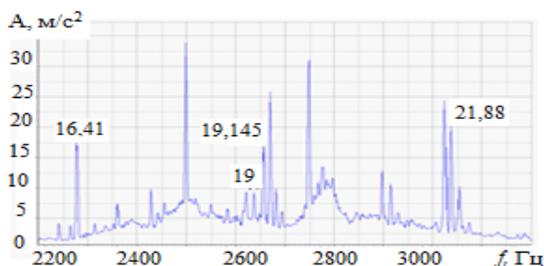


Рисунок 8 – Амплитудный спектр максимумов вибрации двигателя с трещиной на пере рабочей лопатки 7-й ступени компрессора

даёт основание заключить, что фактическим источником возбуждения резонансных колебаний элементов конструкции компрессора двигателя является составляющая на частоте $19,145 f_p$ ряда с шагом ω_d разработанной имитационной математической модели (2), обозначаемая далее как $f_{изн}$.

Выполнен совместный анализ сигналов штатного тахометрического датчика ТК и сигнала вибрации с вибропреобразователя, установленного на стыке картеров ТК и редуктора. Применяемые тахометрические датчики ДТЭ-2 низкочастотные. Однако их сигналы можно использовать для получения качественной картины на более высоких частотах. На рисунке 9 показано, что на частоте составляющей с кратностью 19,145, при наличии износа, возможно возбуждение изгибно-крутильных колебаний. Наблюдается одновременное повышение уровней вибрации и сигнала штатного тахометрического датчика частоты вращения выходного вала редуктора на частоте $19,145f_p$.

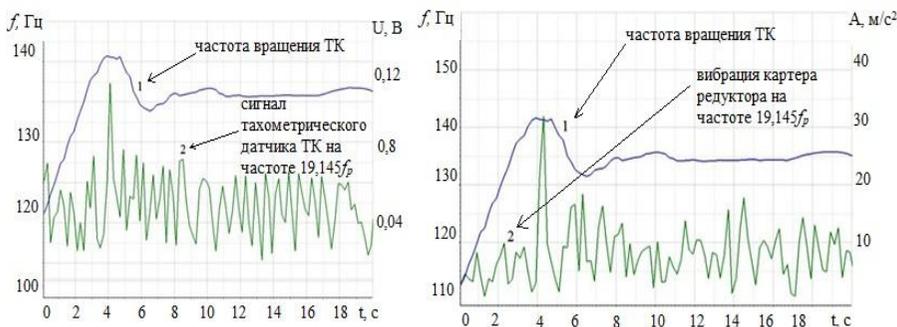


Рисунок 9 – Изменение параметров на приёмности,

- где а) совместное представление частоты вращения ТК и интенсивности составляющей с кратностью 19,145 с сигнала датчика ДТЭ-2 в вольтах (В);
 б) совместное представление частоты вращения ТК и интенсивности составляющей с кратностью 19,145 с сигнала вибропреобразователя

Возбуждение крутильных колебаний на других наиболее интенсивных составляющих исследуемого ряда не выявлено. Следовательно, при развитии износа возбуждаются крутильные колебания вращающейся системы на частоте составляющей с кратностью 19,145, вызывающие резонансные колебания элементов конструкции компрессора двигателя.

Шестой раздел содержит разработку диагностических признаков (ДП) износа боковых поверхностей зубьев. При этом использовались как разработанные методы анализа сигналов, так и известные. Классификация диагностических признаков по четырём видам износа и типам диагностических признаков представлена на рисунке 10.

- Интенсивность ДП по данным автоспектра и спектра максимумов
- Ширина f_{z1} на разных уровнях и их комбинации
- ДП на основе глубины АМ
- ДП на основе параметров ЧМ
- ДП на основании взаимных характеристик
- Модуль взаимных спектров
- ДП по параметрам ДЧВ
- ДП вибр.шума D_{m1} и D_{m2}
- Структурные ДП(отношение параметров)



Рисунок 10 – Классификация диагностических признаков по четырём видам износа и способам их выявления в процентах

Примеры диагностических признаков, построенных на параметрах сигналов ДЧВ, ВЗВ представлены на рисунке 11.

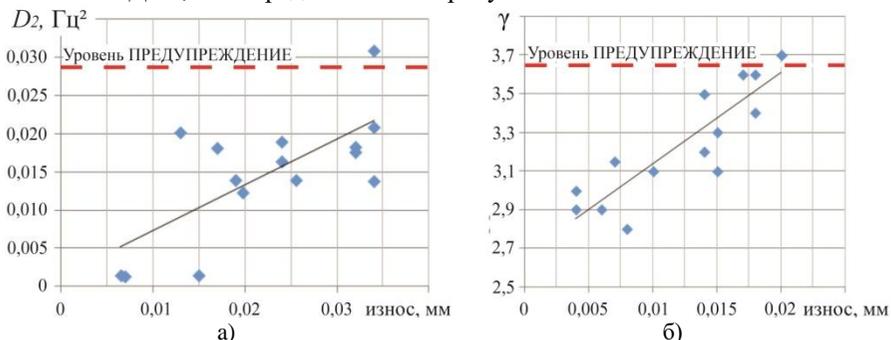


Рисунок 11 – Примеры диагностических признаков на основе параметров сигнала датчика частоты вращения вала заднего вента,

D_2 - дисперсия девиации частоты вращения выходного вала редуктора и коэффициент эксцесса (γ) плотности распределения мгновенных значений частоты вращения выходного вала редуктора.

Кроме того, показана возможность диагностики величины износа по уровню вибрационного шума ($D_{ш}$) в частотных полосах 12965-14770 Гц (рисунок 12) и 25000-27800 Гц. В них находятся частоты составляющих $3f_{z1}$ и $6f_{z1}$, интенсивность которых не превышает уровня вибрационного шума. Приведены примеры структурных диагностических признаков.

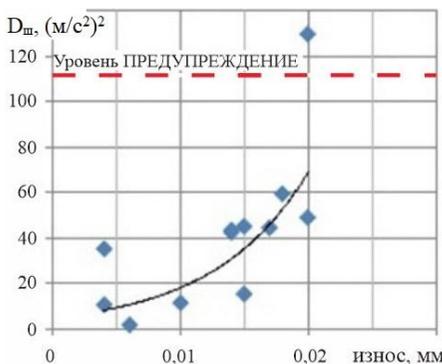


Рисунок 12 – Зависимость дисперсии шума рассчитанной в полосе 12965-14770 Гц, на режиме максимальный от износа

Установлено, что использование максимумов широкополосной вибрации приводит к расширению почти на порядок частотного диапазона каскадной демодуляции.

В **седьмом разделе** представлены результаты разработки диагностических признаков величины бокового зазора в паре «солнечная шестерня - сателлиты». Экспериментальные данные получены по результатам испытаний 18-ти двигателей, прошедших ремонт на заводе-изготовителе с различными значениями величины бокового

зазора в интервале 0,30 – 0,45 мм, осреднёнными по пяти его величинам. Классификация диагностических признаков величины бокового зазора приведена на рисунке 13.

Общее число разработанных диагностических признаков рассматриваемых дефектов редукторов ГТД более ста. Такое их разнообразие позволяет решать задачу диагностики рассматриваемых дефектов с разными вариантами наличия технических и методических средств.

ДП величины бокового зазора



Рисунок 13 – Классификация видов диагностических признаков величины бокового зазора

В **восьмом разделе** описаны практические аспекты применения разработанных подходов. Как отмечено выше, одна из проблем разработки и применения методик диагностики дефектов авиационных ГТД заключается в том, что, как правило, их создание осуществляется на материале, полученном на испытательном стенде завода-изготовителя, а использование – в условиях эксплуатации на объекте. Кроме того, для двигателя

НК-12МПП на стенде и объекте используются разные типы воздушных винтов (соответственно АВ-60К - стенд, АВ-60Т - объект).

Оценка влияния рассматриваемых факторов выполнена по диагностическим признакам, представленным в таблице 2 (режим работы двигателя максимальный и 0,85Ne (в скобках)) и на рисунке 14.

Таблица 2 – Средние значения отношений параметров при двух вариантах воздушных винтов и мест постановки двигателя.

параметр	АВ-60Т/ АВ-60К	объект/ стенд
1	2	3
интенсивность на частоте $19,145f_p$ в автоспектре, составляющая, генерируемая износом (ДП 1);	1,11	2,14
интенсивность первой роторной гармоники в спектре от спектра (аналог кепстра, ДП 2);	1,06	2,20
интенсивность n -мерного вектора с шагом $3f_p^*$ по двенадцати составляющим (ДП 3) в автоспектре;	1,14	2,37
ширина зубцовой составляющей на уровне 0,5 от максимального значения (ДП 4);	1,15(0,95)	1,11
Дисперсии D_1 (ДП 5);	1,39(1,13)	1,11
дисперсия D_2 (ДП 6).	2,29(1,11)	1,09

Полученные результаты показывают, что диагностические признаки, выявленные методом оценки характеристик девиации мгновенных значений частоты узкополосного процесса (ДП 4,5,6 из Таблицы 2), не чувствительны к перестановке двигателя со стенда в состав летательного аппарата. Использование двух типов воздушных винтов до режима работы двигателя 0,85 номинального не влияет на уровень диагностических признаков, построенных по параметрам девиации мгновенных значений частоты узкополосного процесса (рисунок 14). Это позволяет использовать данные диагностические признаки, полученные на испытательном стенде завода-изготовителя двигателя, в условиях его эксплуатации без корректировки влияния объекта.

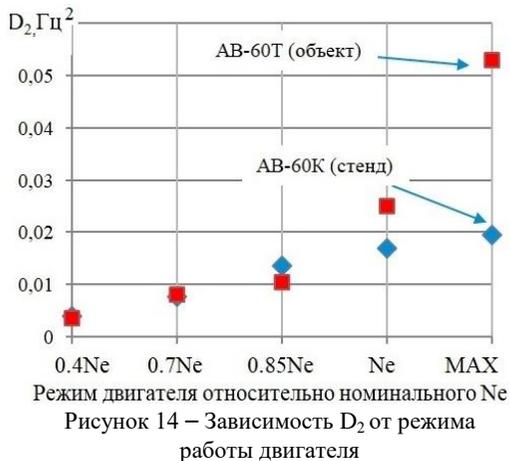


Рисунок 14 – Зависимость D_2 от режима работы двигателя

Важным этапом диагностики технического состояния ГТД является назначение базовых (предельных) величин диагностических признаков. Анализ полученных математических зависимостей уровня диагностических признаков от величины износа имеют вид: линейный (а), степенной (б), экспоненциальный (в) и комбинированный (линейный и экспоненциальный) (г), рисунок 15.

Где $A_{\Sigma f_{изн}}$ - интенсивность n -мерного вектора по пяти составляющим $f_{изн}$ в спектре максимумов; $A_{\Sigma f_p}$, м/с² - интенсивность n -мерного вектора по семи составляющим от f_p в автоспектре; Π_3 - ширина составляющей f_{z1} на уровне

0,3 от максимального значения, глубина АМ составляющей $1/6f_z$ на частоте первой винтовой гармоники.

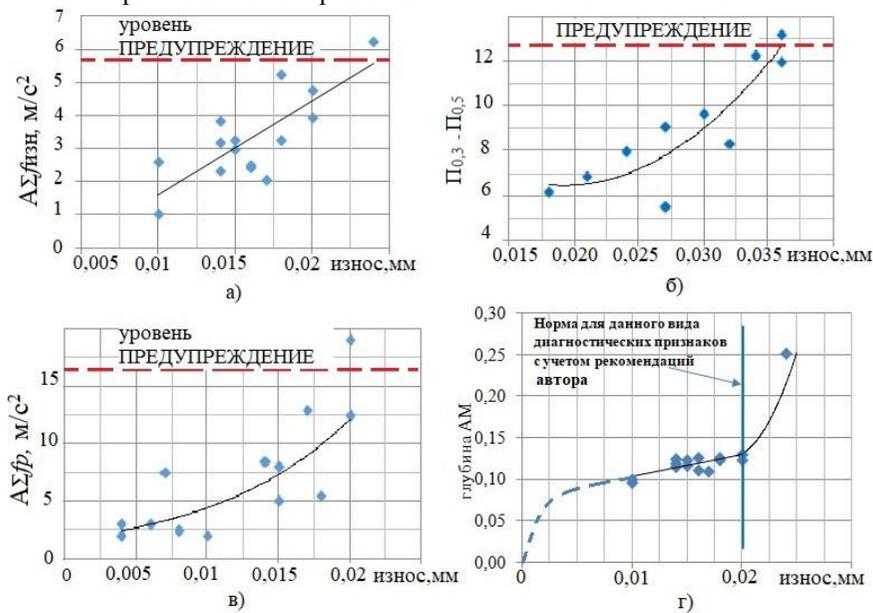


Рисунок 15 – Примеры диагностических признаков, описываемые различными математическими зависимостями

Согласно ГОСТ 30479-97, по критерию интенсивного возрастания износа, его предельное значение рекомендуется установить по моменту резкого его роста. Тогда, для диагностических признаков с последним видом модели (рисунок 15-г) в качестве нормы нужно принять точку перехода линейной части зависимости в экспоненциальную. Для остальных случаев целесообразно использовать рекомендации ГОСТ Р ИСО 13378-2-2009.

Выводы и основные результаты работы

В результате теоретических и экспериментальных исследований решена научная проблема в области авиационного двигателестроения, связанная с обеспечением надёжности двигателей и достигнута поставленная цель, имеющая важное значение для повышения достоверности оценки технического состояния планетарных редукторов и компрессоров ГТД. В рамках решения рассматриваемой научной проблемы получены следующие результаты:

1. Разработан метод оценки технического состояния редуктора, нечувствительный к перестановке двигателя со стенда в состав летательного аппарата за счёт использования выявленных диагностических признаков

по параметрам девиации мгновенных значений частоты узкополосного процесса, позволяющий практически вдвое сократить временные и материальные затраты на разработку методик оценки технического состояния ГТД в условиях эксплуатации за счёт исключения соответствующих дополнительных виброизмерений на объекте.

2. Разработан метод оценки параметров демодуляции вибрационного сигнала на основе анализа максимумов широкополосной вибрации ГТД, позволяющий в несколько раз расширить частотный диапазон выделения модулирующих компонентов. Улучшена достоверность оценки технического состояния двигателя НК-12 путём повышения чувствительности биполярного анализа на 70% и расширения практически на порядок частотного диапазона каскадной демодуляции.

3. Разработана имитационная математическая модель вибрационного состояния пары «солнечная шестерня - сателлиты» планетарного редуктора при развитии износа зубьев, отличающаяся наличием основных генерируемых составляющих вибрации, что позволяет выявить дополнительные диагностические признаки износа и идентифицировать источник резонансных колебаний элементов конструкции компрессора двигателя.

4. Создан комплекс моделей определения ширины компонент спектральных линий: зубцовой составляющей вибрации, частоты вращения выходного вала редуктора в вибрационном процессе и в сигнале штатного тахометрического датчика, учитывающий рост ширины составляющих спектра с развитием износа, практически вдвое для случая с максимальным уровнем дефекта, что позволило предложить новые диагностические признаки износа зубьев.

5. Выявлена взаимосвязь вибрационного состояния редуктора при износе его зубьев с техническим состоянием лопаток и дисков компрессора двигателя, что позволило на примере двигателя НК-12МПП установить источник резонансных колебаний на составляющей частоте вращения ротора кратной 19,145.

6. Установлена возможность использования сигналов штатных тахометрических датчиков не только для оценки частот вращения валов ГТД, но и для диагностики технического состояния его редуктора, что существенно повышает эксплуатационную технологичность, а также надёжность, упрощает процедуру оценки его технического состояния в условиях эксплуатации за счёт исключения проведения соответствующих дополнительных виброизменений.

7. Разработан комплекс диагностических признаков, моделей и методов на основе анализа сигналов вибрации и штатных тахометрических датчиков, позволяющий оценивать техническое состояние редукторов ГТД с требуемой достоверностью, обеспечивающий надёжность эксплуатации двигателя.

8. В результате применения разработанных моделей и методов выявлены диагностические признаки, описываемые линейной, степенной, экспоненциальной и комбинацией линейной и экспоненциальной математическими зависимостями. Показано, что для первых трех зависимостей, при обосновании уровня ПРЕДУПРЕЖДЕНИЕ, целесообразно следовать рекомендациям действующей нормативной документации. Для последней зависимости в качестве нормы следует принять точку перехода линейной её части в экспоненциальную. На примере двигателя НК-12 для обеспечения надёжности в процессе эксплуатации на протяжении ресурса степень износа зубчатого зацепления следует установить 0,02 мм.

Полученные в работе результаты внедрены в практику оценки технического состояния роторных машин на нескольких предприятиях. Один из вариантов методик вибродиагностики величины износа зубьев редуктора ТВД одобрен ФГУП ЦИАМ им. П.И. Баранова и использовался при проведении государственных совместных летных испытаний модернизированного ТВД с воздушным винтом АВ-60Т на объекте. Перспектива дальнейшего развития темы состоит в адаптации разработанных моделей и методов на другие типы ГТД и ГТУ.

Основные публикации по теме диссертации

В периодических изданиях, рекомендованных ВАК России:

1. Использование сигналов с датчиков частоты вращения валов газотурбинного двигателя в диагностике технического состояния его редуктора / А.А Авраменко, А.Н. Крючков, С.М. Плотников [и др.] // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. – 2020. – Т. 19. № 1. – С. 7–17.
2. Карышев, Ю.Д. Вибродиагностика технического состояния подшипника насоса стенового турбонасосного агрегата / Ю.Д. Карышев, А.Е. Сундуков, А.Д. Росляков // Вестник транспорта Поволжья. – 2013. – № 6 (42). – С. 16–20.
3. Крючков, А.Н. Имитационная модель колебаний пары «солнечная шестерня – спутники» планетарного редуктора турбовинтового двигателя при наличии дефектов на боковых поверхностях зубьев / А.Н. Крючков, С.М. Плотников, А.Е. Сундуков, Е.В. Сундуков // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. – 2019. – Т. – 18. № 4. – С. 87–95.
4. Крючков, А.Н. Вибродиагностика величины бокового зазора в зубчатом зацеплении дифференциального редуктора турбовинтового двигателя / А.Н. Крючков, С.М. Плотников, А.Е. Сундуков, Е.В. Сундуков // Вестник Московского авиационного института. – 2020. – Т. 27. №3. С. 198–208.
5. Сундуков, А.Е. К вопросу вибродиагностики изнашивания шестерён редуктора турбовинтового двигателя / А.Е. Сундуков, Е.В. Сундуков, С.М. Плотников // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С.П. Королева (национальный исследовательский университет). – 2015. – Т. 14. №2. – С.193–201.
6. Сундуков, А.Е. Опыт выявления причин повышенной вибрации газотурбинных двигателей при их стендовых испытаниях / А.Е. Сундуков, Е.В. Сундуков, С.М. Плотников // Вестник Самарского государственного аэрокосмического уни-

верситета имени академика С.П. Королева (национальный исследовательский университет). – 2015. – Т.14. № 2. – С. 184–192.

7. Совершенствование методов вибродиагностики износа зубьев шестерён дифференциального редуктора турбовинтового двигателя / А.А. Авраменко, А.Н. Крючков, С.М. Плотников [и др.] // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. – 2018. – Т. 17. № 3. – С. 16–26.

8. Сундуков, А.Е. Исследование характеристик составляющей вибрации редуктора газотурбинного двигателя, вызывающего усталостные поломки элементов его конструкции // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. – 2020. – Т. 19. №4. – С. 70–79.

9. Сундуков, А.Е. Обоснование выбора ширины фильтра при использовании спектра огибающей в вибродиагностике роторных машин // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. – 2020. – Т. 19. №3. – С. 100–108.

10. Сундуков, А.Е. Диагностические признаки износа боковых поверхностей зубьев на основе анализа параметров зубцовой спектральной составляющей // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. – 2022. – Т. 21. №3. – С. 141–149.

11. Сундуков, А.Е. Комплекс диагностических признаков износа зубьев редукторов авиационных газотурбинных двигателей / А.Е. Сундуков, Е.В. Шахматов // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. – 2022. – Т. 21. №4. С. 109–117.

12. Сундуков, А.Е. К вопросу нормирования диагностических признаков износа зубьев редукторов авиационных газотурбинных двигателей / А.Е. Сундуков, Е.В. Шахматов // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. – 2022. – Т. 21. №2. – С. 28–37.

13. Сундуков, А.Е. Повышение чувствительности и расширение области применения биполярного анализа вибрации роторных машин / А.Е. Сундуков, Е.В. Шахматов // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. – 2022. – Т. 21. №1. – С. 91–98.

14. Сундуков, А.Е. Оценка влияния места постановки двигателя и типа воздушного винта на диагностические признаки износа зубьев его редуктора / А.Е. Сундуков, Е.В. Шахматов // Вестник Московского авиационного института. – 2022. – Т. 24. №4. – С. 208–218.

15. Сундуков, А.Е. Модель ширины спектральной составляющей зубцовой гармоника редуктора турбовинтового двигателя / А.Е. Сундуков, Е.В. Шахматов // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. – 2023. – Т. 22. № 4. – С. 135–144.

16. Сундуков, А.Е. Новые методы выявления диагностических признаков технического состояния редукторов авиационных ГТД / А.Е. Сундуков, Е.В. Шахматов // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника технологии и машиностроение. – 2023. – Т. 22. №2. – С. 105–115.

17. Сундуков, А.Е. Модели ширины спектральной линии частоты вращения выходного вала редуктора газотурбинного двигателя / А.Е. Сундуков, Е.В. Шахматов // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника технологии и машиностроение. – 2024. – Т. 23 №2. – С. 157–166.

Статьи и материалы конференций

18. Авраменко, А.А. Использование сигналов с датчиков частот вращения валов ГТД в диагностике технического состояния его редуктора / А.А. Авраменко, А.Н. Крючков, С.М. Плотников, А.Е. Сундуков, Е.В. Сундуков. – Текст: непосредственный // Проблемы и перспективы развития двигателестроения: материалы докладов Международной научно-технической конференции, 12–14 сентября 2018 года. – Самара: Самарский университет. 2018. – В 2-х частях. Ч. 2. – С. 10–12.

19. Авраменко, А.А. Совершенствование методов вибродиагностики износа зубьев шестерён дифференциального редуктора турбовинтового двигателя / А.А. Авраменко, А.Н. Крючков, С.М. Плотников, А.Е. Сундуков, Е.В. Сундуков. – Текст: непосредственный // Проблемы и перспективы развития двигателестроения: материалы докладов Международной научно-технической конференции, 12–14 сентября 2018 года. – Самара: Самарский университет. 2018. – Ч. 2. – С. 5–6.

20. Плотников, С.М. Исследования и разработка диагностических признаков технического состояния редукторов газотурбинных двигателей / С.М. Плотников, А.Е. Сундуков. – Текст: непосредственный // Динамика и виброакустика машин: тезисы докладов пятой Международной научно-технической конференции, 16–18 сентября 2020 года. – Самара: Самарский университет. 2020. – С. 153–155.

21. Сундуков, А.Е. Особенности вибрационного состояния ГТД, вызванные проскальзыванием наружного кольца подшипника ротора // А.Е. Сундуков, Е.В. Сундуков. – Текст: непосредственный // сборник трудов Международной научно-технической форума, посвящённого 100-летию ОАО «КУЗНЕЦОВ» и 70-летию СГАУ. Международная научно-техническая конференция с участием молодых учёных «Динамика и виброакустика машин», 5–7 сентября 2012 года. – Самара: СГАУ. 2012. – Т. 2. С. 294–296.

22. Сундуков, А.Е. Каскадная демодуляция с использованием максимумов широкополосной вибрации роторных машин. – Текст: непосредственный // Динамика и виброакустика машин: сборник трудов второй Международной научно-технической конференции, 15–17 сентября 2014 года. – Самара: СГАУ. 2014. – Т. 1. С. 43–45.

23. Сундуков, А.Е. Некоторые аспекты вибродиагностики аэродинамического дисбаланса ТРДД / А.Е. Сундуков, Е.В. Сундуков, С.М. Плотников, А.Ю. Балакин // Проблемы и перспективы развития двигателестроения: материалы докладов международной научно-технической конференции, 22–24 июня 2016 года. – Самара: Самарский университет. 2016. – Ч.2. – С. 231–232.

24. Сундуков, А.Е. Оценка вибросостояния дифференциальных редукторов турбовинтовых двигателей перед их ремонтом / А.Е. Сундуков, Е.В. Сундуков, С.М. Плотников, А.Ю. Балакин // Проблемы и перспективы развития двигателестроения: материалы докладов международной научно-технической конференции, 22–24 июня 2016 года. – Самара: Самарский университет. 2016. – Ч.1. С. 15–16.

25. Сундуков, А.Е. Вибродиагностика величины бокового зазора в зубчатом зацеплении дифференциального редуктора в турбовинтовом двигателе / А.Е. Сундуков, Е.В. Сундуков, С.М. Плотников, А.Н. Крючков // Проблемы и перспективы развития двигателестроения: материалы докладов международной научно-технической конференции, 12–14 сентября 2018 года. – Самара: 2018. – С. 10–12.

26. Сундуков, А.Е. Вибрационный шум в диагностике износа зубьев редуктора ГТД / А.Е. Сундуков, Е.В. Сундуков., Е.В. Шахматов // Динамика и виброакустика. – 2022. – Т.8 №1. – С. 33–37.

27. Сундуков, А.Е. Субгармоники зубцовой в вибродиагностике износа зубьев редуктора газотурбинного двигателя / А.Е. Сундуков, Е.В. Шахматов // Динамика и виброакустика. – 2022. – Т. 8 №2. – С. 6–11.

28. Сундуков, А.Е. Структурные диагностические признаки в оценке технического состояния редукторов авиационных ГТД / А.Е. Сундуков, Е.В. Шахматов // Динамика и виброакустика. – 2022. – Т. 8 №3. – С. 6–11.

29. Сундуков, А.Е. Влияние износа и величины бокового зазора на вибрационное состояние редуктора ГТД / А.Е. Сундуков, Е.В. Шахматов // Динамика и виброакустика. – 2023. – Т.9 № 2. – С. 13–17.

Результаты интеллектуальной деятельности:

30. Патент № RU 2717139 С1 Российская Федерация, МПК G01M 13/02(2006.01). Способ диагностики технического состояния зубчатого зацепления / Сундуков А.Е. – Заявитель и патентообладатель Сундуков А.Е. – № 2019132129: заявлено 10.11.2019. опубликовано 18.03.2020. Бюллетень №8.

31. Патент № RU 2737993 С1 Российской Федерации, МПК G01M 13/021 (2019.01) G01M 15/14 (2006.01). Способ диагностики дефектов зубьев зубчатых колёс редуктора газотурбинного двигателя / Сундуков А.Е. – Заявитель и патентообладатель Сундуков А.Е. – № 2020115501: заявлено 05.07.2020.. опубликовано 07.12.2020. Бюллетень №34.

32. Патент № RU 2750846 С1 Российская Федерация, МПК G01M 7/02(2006.01). Способ измерения энергетической ширины спектральной составляющей вибрации машин / Сундуков А.Е. – Заявитель и патентообладатель Сундуков А.Е. – № 2020129409: заявлено 09.07.2020. опубликовано 05.07.2021. Бюллетень №19.

33. Патент № RU 2783467 С1 Российская Федерация, МПК G01M 13/02 (2006.01). Способ диагностики дефектов зубчатых колёс редуктора газотурбинного двигателя / Сундуков А.Е. – Заявитель и патентообладатель Сундуков А.Е. – № 2021134259: заявлено 24.11.2021. опубликовано 14.11.2022. Бюллетень №32.

34. Патент № RU 2792713 С1 Российская Федерация, МПК G01M 7/02 (2006.01). Способ диагностики дефектов кинематических пар роторных машин / Сундуков А.Е. – Заявитель и патентообладатель Сундуков А.Е. – № 2022127136: заявлено 19.10.2022. опубликовано 23.03.2023. Бюллетень №9.