

## НЕКОТОРЫЕ НОВЫЕ АСПЕКТЫ В ДИАГНОСТИКЕ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ПЛАНЕТАРНЫХ РЕДУКТОРОВ АВИАЦИОННЫХ ГТД

© 2025

- А. Е. Сундуков** кандидат технических наук, технический директор;  
ООО «ПКФ «ТСК», г. Самара;  
[sunduckov@mail.ru](mailto:sunduckov@mail.ru)
- Е. В. Шахматов** академик Российской академии наук, заведующий кафедрой  
автоматических систем энергетических установок;  
Самарский национальный исследовательский  
университет имени академика С.П. Королёва;  
[shakhm@ssau.ru](mailto:shakhm@ssau.ru)
- А. Н. Крючков** доктор технических наук, профессор, ведущий научный сотрудник  
кафедры автоматических систем энергетических установок;  
Самарский национальный исследовательский университет  
имени академика С.П. Королёва;  
[kryuchkov.an@ssau.ru](mailto:kryuchkov.an@ssau.ru)
- А. А. Иголкин** доктор технических наук, профессор, ведущий научный сотрудник  
кафедры автоматических систем энергетических установок;  
Самарский национальный исследовательский университет  
имени академика С.П. Королёва;  
[igolkin.aa@ssau.ru](mailto:igolkin.aa@ssau.ru)

В результате выполненных экспериментальных и теоретических исследований получен ряд новых результатов, расширяющих возможности оценки технического состояния планетарных редукторов газотурбинных двигателей. Предложена имитационная модель вибрации пары «солнечная шестерня – сателлиты» при развитии износа боковых поверхностей зубьев, модель ширины спектральной линии зубцовой составляющей рассматриваемой зубчатой пары, а также модель ширины спектральной линии частоты вращения выходного вала редуктора в вибрационном процессе и сигнале штатного тахометрического датчика его вращения. Разработаны новые методы анализа динамических процессов. Разработанные математические модели, новые методы анализа динамических процессов и способы их реализации позволили предложить комплекс новых диагностических признаков износа зубьев и величины бокового зазора в зубчатом зацеплении. Даны рекомендации по назначению норм на разработанные диагностические признаки.

*Газотурбинный двигатель; планетарный редуктор; износ зубьев; боковой зазор; новые методы анализа; математические модели*

---

**Цитирование:** Сундуков А.Е., Шахматов Е.В., Крючков А.Н., Иголкин А.А. Некоторые новые аспекты в диагностике технического состояния планетарных редукторов авиационных ГТД // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2025. Т. 24, № 2. С. 181-189.  
DOI: 10.18287/2541-7533-2025-24-2-181-189

### Введение

Редукторы авиационных газотурбинных двигателей (ГТД) предназначены для согласования частот вращения турбокомпрессора с оптимальными частотами вращения воздушных винтов (ВВ) и вентиляторов. Редуктор ГТД является одним из наиболее сложных и ответственных его агрегатов, часто определяющих ресурс двигателя. Этот агрегат является источником возбуждения крутильных колебаний всего газотурбинного привода, приводящих к усталостным поломкам элементов конструкции турбокомпрессора. Так, при доводке двигателя НК-12 было установлено, что выявленный значительный износ боковых поверхностей зубьев пары «солнечная шестерня – сателлиты» приводит к генерации вибрации, вызывающей усталостные поломки элементов

конструкции двигателя [1]. Использование на модернизированном двигателе воздушных винтов большей тяги привело к повторному проявлению подобных дефектов [2].

### **Постановка задачи и метод исследований**

Указанное выше обстоятельство потребовало проведения комплекса работ теоретического и экспериментального характера для обеспечения более глубокого исследования изменения вибрационного состояния рассматриваемой пары при развитии износа зубьев. Работа велась с использованием исследования новых методов выявления диагностических признаков (ДП) и исследования дефектов, создания комплекса математических моделей и анализа достаточно представительной экспериментальной базы. Исследовались динамические процессы в 18-ти отремонтированных двигателях и 15-ти двигателях с разной степенью износа боковых поверхностей зубьев пары «солнечная шестерня – сателлиты». Износ боковых поверхностей зубьев приводит к росту величины бокового зазора. Значительный боковой зазор вызывает ударный вход зубьев в зацепление, что ускоряет развитие износа. Поэтому эти два дефекта целесообразно рассматривать вместе. Как правило, разработка методик диагностики дефектов авиационного ГТД осуществляется в условиях испытательного стенда завода-изготовителя, а диагностику их технического состояния необходимо проводить в условиях эксплуатации на объекте. Подавляющее число ДП дефектов строятся на оценке параметров интенсивности вибрационных процессов, однако перестановка двигателя со стенда на объект приводит к существенному увеличению интенсивности вибрации двигателя [3; 4].

Проведение виброизмерений на ГТД в условиях эксплуатации представляет определённые организационные и технические трудности. В связи с этим впервые предложено использовать в качестве информации сигналы штатных тахометрических датчиков частот вращения входного и выходного валов редуктора. Наличие соответствующих разъёмов с их выходом в кабине экипажа существенно упрощает соответствующие измерения. Очевидно, что такое разнообразие в исследуемых процессах и способах получения ДП приведёт к использованию разных математических моделей описания зависимостей уровня диагностического признака от величины дефекта. В этом случае потребуются некоторые уточнения в назначении базовых значений (норм) на ДП.

### **Результаты и их обсуждение**

Проблема влияния перестановки двигателя со стенда на объект на уровне ДП, построенных на интенсивности вибрации, решена за счёт перехода на разработанные диагностические признаки на основании анализа девиации мгновенных значений частот узкополосной вибрации и сигналов штатных тахометрических датчиков [5 – 8]. При этом обоснована граница узкополосности в виде ширины линии спектральной составляющей в 30% [9]. Предложен способ определения массива текущих значений частот узкополосного процесса, основанный на точном расчёте частоты на каждом полупериоде процесса. Предложен способ диагностики дефектов зубчатых зацеплений за счёт оценки разности дисперсий девиации частоты выходного ( $D_2$ ) и входного ( $D_1$ ) валов редуктора. Графический вид полученной зависимости представлен на рис. 1.

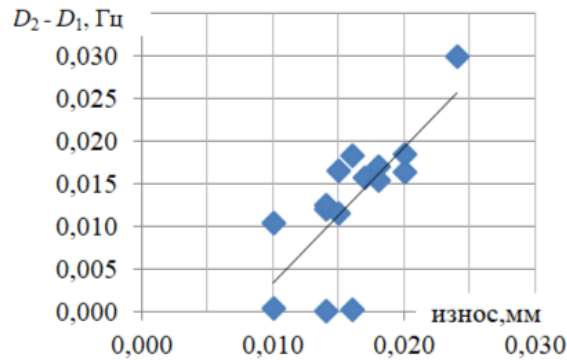


Рис. 1. Зависимость разницы дисперсий девиации частот входного и выходного валов редуктора от величины износа

Разработан способ оценки изменения энергетической ширины и формы спектральной линии на основе оценки разницы ширины на двух выбранных уровнях относительно максимального значения. Соответствующая графическая иллюстрация представлена на рис. 2, где показано изменение разности значений ширины зубцовой спектральной составляющей пары на двух уровнях 0,5 от максимума ( $\Pi_{0,5}$ ) и максимальной ширины ( $\Pi_{\max}$ ).

Предложена интегральная характеристика изменения спектральной составляющей в виде площади под её кривой ( $S_c$ ). Пример представлен на рис. 3.

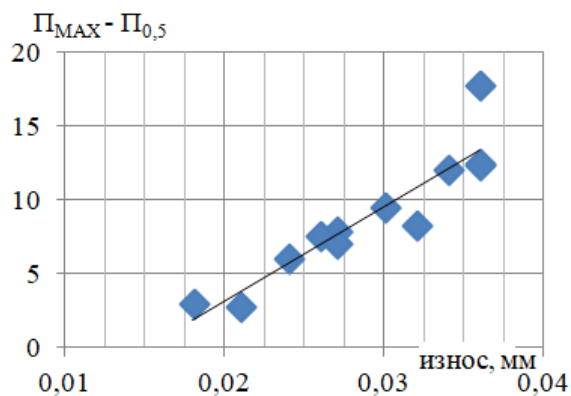


Рис. 2. Зависимость разности ширины спектральной составляющей от величины износа

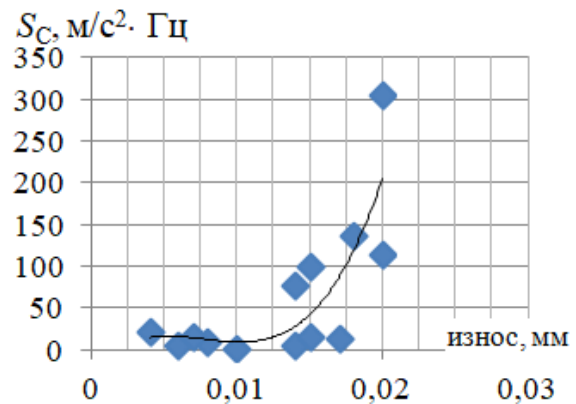


Рис. 3. Зависимость площади под кривой зубцовой спектральной составляющей от износа

Разработан способ повышения чувствительности и точности представленных выше подходов за счёт вычитания из результатов диагностических измерений соответствующих данных, полученных перед началом эксплуатации двигателя.

Предложен ряд способов реализации метода демодуляции на основе анализа максимумов широкополосной вибрации [10 – 12]. Например, расчёт автоспектра по максимумам широкополосной вибрации вместо мгновенных значений существенно повышает его информативность (рис. 4).

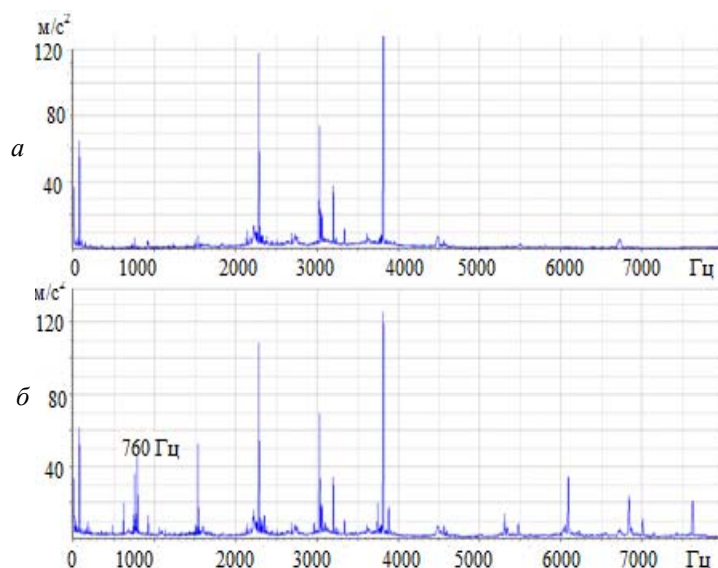


Рис. 4. Автоспектр (а) и спектр максимумов (б)

Использование максимумов широкополосной вибрации при каскадной демодуляции существенно расширяет частотный диапазон выявленных модулирующих компонентов. Используя максимумы положительной и отрицательной частотной области вибрационного процесса, можно существенно повысить чувствительность биполярного анализа. Соответствующий пример представлен на рис. 5.

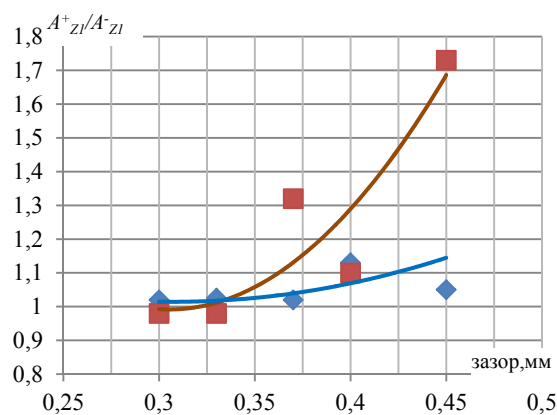


Рис. 5. Зависимость отношения интенсивности положительной и отрицательной частей широкополосного процесса для мгновенных величин (◆) и его максимумов (■) от величины бокового зазора

Разработан комплекс математических моделей, существенно расширяющий возможности диагностики рассматриваемых дефектов. Учитывая, что отдельные составляющие вибрации рассматриваемой пары представляют собой квазигармонические колебания, следуя подходам, предложенным в работах сотрудников ИМАШ РАН, была разработана наиболее полная имитационная модель генерируемой вибрации в виде [13]:

$$\begin{aligned}
 x(t) = & \sum_i A_i(t) \sin[i\omega_p t + \varphi_i(t)] + \sum_k A_k(t) \sin[k\omega_d t + \varphi_k(t)] + \\
 & + \sum_l A_{z_l}(t) \sin[lz_1\omega_z t + \varphi_l(t)] + \left[1 + \sum_q m_q \sin(q\Omega t)\right] \times \\
 & \times \left\{ A_x \sin(k\omega_x) \left[ t + \sum_j v_j \sin(j\Omega t) \right] \right\} + \omega_{ш},
 \end{aligned} \quad (1)$$

где  $x(t)$  – виброакустический процесс, генерируемый парой «солнечная шестерня – сателлиты» редуктора ГТД;  $\omega_p$  – частота вращения ротора турбокомпрессора (солнечной шестерни);  $A_i$  – амплитуда  $i$ -й гармоники  $i$ -го ряда;  $\omega_d = 2\pi f_p^* z_c$  – первая гармоника ряда проявления дефекта на солнечной шестерне;  $f_p^*$  – частота вращения солнечной шестерни в относительном движении;  $t$  – время;  $z_c$  – число сателлитов;  $A_k$  – амплитуда  $k$ -й гармоники ряда  $k$ ;  $\omega_z$  – частота первой зубцовой гармоники ряда с шагом  $\omega_z$ ;  $A_{z_l}$  – амплитуда первой зубцовой гармоники;  $m_q$  – глубина амплитудной модуляции гармоник  $\omega_z$  частот  $i\omega_d$ ;  $v_i$  – индекс частотной модуляции;  $\varphi_i$  – начальные фазы зубцовых гармоник;  $A_x$  –  $x$ -гармоники;  $k = 1, 2, 3 \dots$ ;  $\omega_x$  – частота  $x$ -гармоники;  $\Omega$  – круговая частота модулирующей составляющей; в отличие от прототипа это не только  $\omega_d$  (круговая частота попадания дефекта в зону контакта), но и частоты субгармоник зубцовой, комбинационных составляющих;  $\omega_{ш}$  – шумовая составляющая.

Принято считать, что ширина спектральной линии определяется как результат частотной модуляции от девиации частоты вращения ротора ГТД, вызванной работой системы регулирования. На основе анализа известных соотношений, связывающих ширину спектральной линии с характеристиками частотно-модулирующего процесса, обоснован выбор соотношения, дающего наиболее близкие значения соответствующим экспериментальным данным в виде:

$$\Pi = 2\sqrt{2}\delta_f^2, \quad (2)$$

где  $\Pi$  – ширина частотно-модулированного спектра на уровне  $1/e$  от максимального значения;  $\delta_f^2$  – дисперсия девиации модулирующего колебания.

Анализ показывает, что помимо отмеченного фактора на ширину спектральной линии зубцовой гармоники будут оказывать влияние: величина кинематической погрешности, определяемая технологическими факторами (погрешности изготовления и сборки зубчатого зацепления), эксплуатационные факторы (частота вращения, передаваемая нагрузка), конструктивные факторы (податливость деталей приводов, модификация рабочей поверхности зубьев), износ боковых поверхностей зубьев.

Перейдя к структуре суммарной дисперсии для изготовленных и отремонтированных редукторов, можно получить:

$$\Pi_{31} = 2\sqrt{2}(D_{чм} + D_p + D_{\Pi} + D_k), \quad (3)$$

где  $D_{\text{чм}}$  – дисперсия девиации частоты зубцовой составляющей от вождения частоты вращения колеса на стационарном режиме работы двигателя, вызванная работой системы регулирования частоты вращения ротора двигателя на стационарном режиме его работы;  $D_p$  – дисперсия девиации частоты зубцовой составляющей от вождения частоты вращения колеса, вызванная влиянием режимных факторов;  $D_{\Pi}$  – дисперсия девиации частоты зубцовой составляющей от вождения частоты вращения колеса, вызванная погрешностями изготовления и сборки зубчатого зацепления;  $D_k$  – дисперсия девиации частоты зубцовой составляющей от вождения частоты вращения колеса, вызванная влиянием конструктивных факторов.

Анализ 18-ти отремонтированных двигателей позволил получить следующие величины долей от влияющих дефектов:  $D_{\text{чм}} = 47\%$ ,  $D_p = 32,2\%$ ,  $D_{\Pi} = 20,8\%$ . Из-за сложности оценки  $D_k$  её доля включена в  $D_{\Pi}$ . Для случая с износом соотношение (3) примет вид:

$$P_{32} = 2\sqrt{2}(D_{\text{чм}} + D_p + D_{\Pi} + D_k + D_{\text{изн}}), \quad (4)$$

где  $D_{\text{изн}}$  – дисперсия девиации частоты зубцовой составляющей от вождения частоты вращения колеса, вызванная износом боковых поверхностей зубьев.

Анализ долей от полной ширины при максимальной величине суммарного полного износа в 0,036 мм показывает, что доля от износа составляет 48%, от остальных исследуемых факторов 52%.

Аналогичные модели получены для ширины спектральной линии частоты вращения выходного вала редуктора в вибрационном процессе и в динамической составляющей штатного тахометрического датчика его вращения.

Полученные результаты позволили предложить решение проблемы роста диагностических признаков, построенных на интенсивности вибрации, при перестановке двигателя со стенда на объект. Проблема устраняется за счёт перехода на диагностические признаки, построенные на параметрах частоты. В результате проведённых исследований выявлен множественный комплекс диагностических признаков износа и величины бокового зазора. Показано, что эти признаки в зависимости от величины дефекта описываются линейной, степенной, экспоненциальной функциями и комбинацией линейных и экспоненциальных математических моделей. Показано, что при назначении базовых уровней (норм) для первых трёх моделей следует пользоваться рекомендациями действующей нормативной документации. Для последней – в качестве нормы следует принять точку перехода линейной части в экспоненциальную.

### Заключение

Выполненные исследования позволили предложить ряд новых аспектов в диагностике технического состояния планетарных редукторов газотурбинных двигателей:

- разработана наиболее полная имитационная модель вибрации, генерируемой парой «солнечная шестерня – сателлиты»;
- впервые предложены модели ширины зубцовой спектральной составляющей и составляющей частоты вращения выходного вала редуктора;
- решена проблема роста интенсивности диагностических признаков, построенных на интенсивности вибрации при перестановке двигателя со стенда на объект за счёт перехода на разработанные диагностические признаки, построенные на параметрах девиации частоты узкополосных процессов;

– впервые предложено использовать в качестве исследуемых параметров сигналы штатных тахометрических датчиков частот вращения входного и выходного валов редуктора;

– разработанные подходы позволили предложить комплекс диагностических признаков исследуемых дефектов, что позволяет решать задачу диагностики технического состояния редуктора газотурбинных двигателей с возможностью использования широкого класса инструментальных и методических средств.

### Библиографический список

1. Курушин М.И., Балякин В.Б., Курушин А.М. Экспериментальные исследования причин возбуждения колебаний элементов турбовинтового двигателя с дифференциальным редуктором // Известия Самарского научного центра РАН. 2014. Т. 16, № 4. С. 132-136.
2. Сундуков А.Е. Исследование характеристик составляющей вибрации редуктора газотурбинного двигателя, вызывающей усталостные поломки элементов его конструкции при износе боковых поверхностей зубьев // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2020. Т. 19, № 4. С. 70-79. DOI: 10.18287/2541-7533-2020-19-4-70-79
3. Вуль В.М., Попков В.И., Агафонов В.К., Бакланов В.С. Исследование динамических характеристик двигателя, стенда и объекта в местах опорных связей // Сб. трудов «Вибрационная прочность и надёжность двигателей и систем летательных аппаратов». Вып. 7. Куйбышев: КуАИ, 1980. С. 62-68.
4. Сундуков А.Е., Шахматов Е.В. Оценка влияния места постановки двигателя и типа воздушного винта на диагностические признаки износа зубьев его редуктора // Вестник Московского авиационного института. 2022. Т. 29, № 4. С. 208-218. DOI: 10.3475/vst-2022-4-208-218
5. Сундуков А.Е. Способ диагностики дефектов зубьев зубчатых колёс редуктора газотурбинного двигателя: патент РФ № 2737993; опубл. 07.12.2020; бюл. № 34.
6. Сундуков А.Е. Способ измерения энергетической ширины спектральной составляющей вибрации машин: патент РФ № 2750846; опубл. 05.07.2021; бюл. № 19.
7. Сундуков А.Е. Способ диагностики дефектов зубьев зубчатых колёс редуктора газотурбинного двигателя: патент РФ № 2783467; опубл. 14.11.2022; бюл. № 32.
8. Сундуков А.Е. Способ диагностики дефектов кинематических пар роторных машин: патент РФ № 2792713; опубл. 23.03.2023; бюл. № 9.
9. Сундуков А.Е. Обоснование выбора ширины фильтра при использовании спектра огибающей в вибродиагностике дефектов роторных машин // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2020. Т. 19, № 3. С. 100-108. DOI: 10.18287/2541-7533-2020-19-3-100-108
10. Сундуков А.Е., Сундуков Е.В. Исследование вибрационного состояния подшипников качения в процессе их износа. Анализ экспериментальных данных на базе спектра максимумов // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С.П. Королёва. 2006. № 2 (10), ч. 1. С. 90-93. DOI: 10.18287/2541-7533-2006-0-2-1(10)-90-93
11. Сундуков А.Е., Шахматов Е.В. Повышение чувствительности и расширение функциональной возможности биполярного анализа вибрации роторных машин // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2022. Т. 21, № 1. С. 91-98. DOI: 10.18287/2541-7533-2022-21-1-91-98
12. Сундуков А.Е. Способ диагностики технического состояния зубчатого зацепления: патент РФ № 2717139; опубл. 18.03.2020; бюл. № 8.

13. Крючков А.Н., Плотников С.М., Сундуков Е.В., Сундуков А.Е. Имитационная модель колебаний пары «солнечная шестерня – сателлиты» планетарного редуктора турбовинтового двигателя при наличии дефектов боковых поверхностей зубьев // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2019. Т. 18, № 4. С. 87-95. DOI: 10.18287/2541-7533-2019-18-4-87-95

## SOME NEW ASPECTS IN THE DIAGNOSTICS OF THE TECHNICAL CONDITION OF PLANETARY GEARBOXES OF AIRCRAFT GAS-TURBINE ENGINES

© 2025

**A. E. Sundukov** Candidate of Science (Engineering), Chief Technology Officer;  
PKF TSK, LLC, Samara, Russian Federation;  
[sundukov@mail.ru](mailto:sundukov@mail.ru)

**E. V. Shakhmatov** Academician of the Russian Academy of Sciences, Head of the Department  
of Power Plant Automatic Systems;  
Samara National Research University, Samara, Russian Federation;  
[shakhm@ssau.ru](mailto:shakhm@ssau.ru)

**A. N. Kryuchkov** Doctor of Science (Engineering), Professor, Leading Researcher  
of the Department of Power Plant Automatic Systems;  
Samara National Research University, Samara, Russian Federation;  
[kryuchkov.an@ssau.ru](mailto:kryuchkov.an@ssau.ru)

**A. A. Igolkin** Doctor of Science (Engineering), Professor, Leading Researcher  
of the Department of Power Plant Automatic Systems;  
Samara National Research University, Samara, Russian Federation;  
[igolkin.aa@ssau.ru](mailto:igolkin.aa@ssau.ru)

As a result of experimental and theoretical studies performed, a number of new results significantly expanding the possibilities of assessing the technical condition of gas turbine engine planetary gearboxes was obtained. The simulation model of the “sun gear/satellites” couple vibration under propagating wear of tooth flanks, a model of the width of the spectral line of the tooth component of the gear couple under review, as well as the widths of the spectral line of rotation frequency of the gearbox output shaft in the vibration process and the signal of a regular tachometric sensor of its rotation, were proposed. New methods of analyzing dynamic processes were developed. The developed mathematical models, new methods of analyzing dynamic processes made it possible to propose a package of new diagnostic indicators of teeth wear and the values of backlash in a gear coupling. Recommendations on setting standards for the developed diagnostic indicators were given.

*Gas turbine engine; planetary gearbox; tooth wear; backlash; new methods of analysis; mathematical models*

---

**Citation:** Sundukov A.E., Shakhmatov E.V., Kryuchkov A.N., Igolkin A.A. Some new aspects in the diagnostics of the technical condition of planetary gearboxes of aircraft gas-turbine engines. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2025. V. 24, no. 2. P. 181-189. DOI: 10.18287/2541-7533-2025-24-2-181-189

---

## References

1. Kurushin M.I., Balyakin V.B., Kurushin A.M. Experimental investigation of the courses of vibration excitation of elements of gas turbine engines with a differential reduction gearbox. *Izvestiya Samarskogo Nauchnogo Tsentra RAN*. 2014. V. 16, no. 4. P. 132-136. (In Russ.)
2. Sundukov A.E. Investigation of the characteristics of the component of vibration of gas turbine engine gearbox that causes fatigue failures of its structural elements in case of tooth flank wear. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2020. V. 19, no. 4. P. 70-79. (In Russ.). DOI: 10.18287/2541-7533-2020-19-4-70-79
3. Vul' V.M., Popkov V.I., Agafonov V.K., Baklanov V.S. Issledovanie dinamicheskikh kharakteristik dvigatelya, stenda i ob"ekta v mestakh opornykh svyazey. *Sb. trudov*

«Vibratsionnaya Prochnost' i Nadezhnost' Dvigatelye i Sistem Letatel'nykh Apparatov». Iss. 7. Kuybyshev: Kuybyshev Aviation Institute Publ., 1980. P. 62-68. (In Russ.)

4. Sundukov A.E., Shakhmatov E.V. Evaluation of both engine placement and propeller type effect on the diagnostic signs of its gearbox teeth wear. *Aerospace MAI Journal*. 2022. V. 29, no. 4. P. 208-218. (In Russ.). DOI: 10.34759/vst-2022-4-208-218

5. Sundukov A.E. *Sposob diagnostiki defektov zub'ev zubchatykh koles reduktora gazoturbinnogo dvigatelya* [Diagnostic method for defects of teeth of geared wheels of reduction gear of gas turbine engine]. Patent RF, no. 2737993, 2020. (Publ. 07.12.2020, bull. no. 34)

6. Sundukov A.E. *Sposob izmereniya energeticheskoy shiriny spektral'noy sostavlyayushchey vibratsii mashin* [Method for measuring energy width of spectral component of machine vibration]. Patent RF, no. 2750846, 2021. (Publ. 05.07.2021, bull. no. 19)

7. Sundukov A.E. *Sposob diagnostiki defektov zub'ev zubchatykh koles reduktora gazoturbinnogo dvigatelya* [Method for diagnostics of defects of gears of gear wheels of gearbox of gas-turbine engine]. Patent RF, no. 2783467, 2022. (Publ. 14.11.2022, bull. no. 32)

8. Sundukov A.E. *Sposob diagnostiki defektov kinematiceskikh par rotornykh mashin* [Method for diagnosing defects in kinematic pairs of rotary machines]. Patent RF, no. 2792713, 2023. (Publ. 23.03.2023, bull. no. 9)

9. Sundukov A.E. Argumentation of filter width selection with the use of envelope spectrum in vibration diagnostics of rotary machine defects. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2020. V. 19, no. 3. P. 100-108. (In Russ.). DOI: 10.18287/2541-7533-2020-19-3-100-108

10. Sundukov A.E., Sundukov E.V. Investigation of vibrational state of rolling contact bearings during their runout. Experimental data analysis based upon the spectrum of peaks. *Vestnik of the Samara State Aerospace University*. 2006. No. 2 (10), part 1. P. 90-93. (In Russ.). DOI: 10.18287/2541-7533-2006-0-2-1(10)-90-93

11. Sundukov A.E., Shakhmatov Ye.V. Increasing the sensitivity and expanding the functionality of bipolar analysis of rotary machine vibrations. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2022. V. 21, no. 1. P. 91-98. (In Russ.). DOI: 10.18287/2541-7533-2022-21-1-91-98

12. Sundukov A.E. *Sposob diagnostiki tekhnicheskogo sostoyaniya zubchatogo zatsepleniya* [Diagnostic method of technical condition of gearing]. Patent RF, no. 2717139, 2020. (Publ. 18.03.2020, bull. no. 8)

13. Kryuchkov A.N., Plotnikov S.M., Sundukov E.V., Sundukov A.E. Simulation model of oscillations of the «sun gear – satellites» pair of turboprop engine planetary reduction gearbox in the presence of defects of tooth flanks. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2019. V. 18, no. 4. P. 87-95. (In Russ.). DOI: 10.18287/2541-7533-2019-18-4-87-95