

К ВОПРОСУ НОРМИРОВАНИЯ ДИАГНОСТИЧЕСКИХ ПРИЗНАКОВ ИЗНОСА ЗУБЬЕВ РЕДУКТОРОВ АВИАЦИОННЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

© 2022

А. Е. Сундуков кандидат технических наук, директор;
ООО «Турбина СК», г. Самара;
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

Редукторы авиационных газотурбинных двигателей являются наиболее нагруженными их узлами. Одним из основных дефектов редукторов является износ боковых поверхностей зубьев, вызывающий резонансные колебания элементов конструкции двигателя. Оценка данного дефекта осуществляется в основном методами виброакустической диагностики. Отмечено, что существующие в настоящее время рекомендации по назначению предельных значений диагностических признаков не учитывают вид математических моделей, описывающих их зависимость от величины дефекта. Это может привести к неконтролируемому его развитию. Показано, что для рассматриваемого случая ранее были получены четыре вида математических моделей описания зависимостей диагностических признаков от величины износа: линейной, степенной, экспоненциальной и комбинационной (линейной и экспоненциальной). Линейная модель характеризуется постоянной скоростью изменения уровня диагностического признака с ростом износа. Для степенной и экспоненциальной моделей рост износа приводит к увеличению скорости изменения уровня диагностического признака. Последняя модель характеризуется наличием двух зон в изменении интенсивности диагностического признака с ростом износа: зона постоянной скорости и зоной её увеличения. Использование диагностических признаков с непрерывным ростом их интенсивности с увеличением износа потребует обеспечения постоянного контроля вибрационного состояния редуктора, что не всегда выполнимо. Даны рекомендации по назначению норм на интенсивность диагностических признаков для рассмотренных моделей.

Газотурбинный двигатель; дифференциальный редуктор; изнашивание; диагностические признаки

Цитирование: Сундуков А.Е., Шахматов Е.В. К вопросу нормирования диагностических признаков износа зубьев редукторов авиационных газотурбинных двигателей // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2022. Т. 21, № 2. С. 28-37. DOI: 10.18287/2541-7533-2022-21-2-28-37

Введение

Редукторы авиационных газотурбинных двигателей (ГТД) предназначены для оптимизации частот вращения воздушных винтов и вентиляторов и являются наиболее нагруженными их узлами. Контроль их технического состояния является важным условием обеспечения работоспособности авиационных ГТД. Основным и наиболее опасным дефектом редукторов является износ боковых поверхностей их зубьев [1]. Главная опасность износа заключается в генерации вибрации, вызывающей резонансные колебания элементов конструкции двигателя [2; 3]. Виброакустическая диагностика технического состояния роторных машин является наиболее эффективным методом среди неразрушающих способов контроля [4; 5]. Важным этапом при разработке методик вибродиагностики является этап определения предельных значений выбранных диагностических признаков. К настоящему времени наиболее отработан вопрос назначения норм на общую вибрацию роторных машин. Существует ряд нормативных доку-

ментов, регламентирующих их общую вибрацию, например [6] и др. На базе основополагающих нормативных документов разработан ряд отраслевых требований.

Ресурс зубчатой передачи, при изнашивании её зубьев до предельного значения, определяется скоростью изнашивания и выбранным критерием предельного состояния [7]. Под предельным состоянием рассматривают: критическое уменьшение изгибной прочности зубьев, недопустимое увеличение циклической погрешности. В общем машиностроении превышение циклической погрешности приводит к снижению точности позиционирования управляемого узла и увеличению погрешности изготовления продукции. Для авиационных ГТД – генерация колебаний, вызывающих усталостные поломки элементов конструкции двигателя. Оценка степени опасности развития дефекта предполагает необходимость установления соответствующих предельных значений на выбранные диагностические признаки.

Согласно действующей нормативной документации [8; 9] устанавливается три контрольных уровня на диагностические признаки: базовый, предупреждение и останов. Базовый уровень определяется в виде среднего значения при хорошем состоянии машины. Уровень предупреждение рекомендуется определять по статистике машин в хорошем состоянии в соответствии с соотношением

$$A_{\text{пр}} = \bar{A} + (2,5 \div 2,8) S_A, \quad (1)$$

где \bar{A} – среднее значение; S_A – стандартное отклонение.

Уровень остановки определяется условием сохранения целостности машины. При отсутствии статистических данных предельное увеличение интенсивности вибрации рекомендуется ограничить в 6 дБ [10]. Авторы работы [11] классифицируют дефекты на три уровня: слабый, средний и сильный. Для составляющих спектра вибрации в логарифмическом масштабе порог среднего дефекта определяют в 10 дБ, сильного – 20 дБ. По глубине амплитудной модуляции порог среднего дефекта определён в 10%, сильного – в 20%. Недостатком отмеченных подходов является отсутствие учёта вида математической модели, описывающей зависимость диагностического признака от величины дефекта. Это может привести к неконтролируемому его развитию.

Целью работы является формулирование предложений по назначению норм диагностических признаков износа зубьев редукторов авиационных ГТД.

Материалы и методы исследования

Сложность обоснования предельных значений при решении задач вибродиагностики связана с рядом факторов: широким диапазоном частот исследуемой вибрации, большим разнообразием используемых диагностических признаков, необходимостью для каждого вида дефекта иметь соответствующую математическую модель его развития и др. Важным моментом является выбор вида измерения: периодический или непрерывный. Учитывая, что применительно к редукторам авиационных ГТД опасность износа связана с накоплением усталостных повреждений в элементах конструкции двигателя, было бы логичным назначать предельные значения с учётом этой особенности. Проблема реализации такого подхода связана с необходимостью получения соответствующих передаточных функций от источника возбуждения до всего многообразия элементов конструкции, испытывающих соответствующие резонансные колебания. Получение таких данных сопряжено с необходимостью проведения экспериментов по совместному измерению вибрации и тензометрированию элементов конструкции двигателя, что требует существенных материальных и временных затрат. При этом полу-

ченные данные будут являться некоторой текущей оценкой в пределах разброса исследуемых характеристик от двигателя к двигателю.

В данной работе анализируется комплекс диагностических признаков, полученных ранее при исследовании вибрационного состояния дифференциального редуктора одного из турбовинтовых двигателей [2; 12]. Анализовалась вибрация двигателей, пришедших в ремонт на завод-изготовитель с разной степенью износа зубьев пары «солнечная шестерня – сателлиты» дифференциального редуктора. Исследовался вибрационный процесс с вибропреобразователя, установленного на стыке картеров компрессора и вала заднего винта. Ось чувствительности вибропреобразователя сориентирована в вертикальном направлении (ось Y). Режим работы двигателя – максимальный.

Результаты и их обсуждение

Важным условием построения тренда диагностического признака дефекта машины является наличие информации о модели развития исследуемого процесса. Очевидно, что информативный диагностический признак должен иметь близкую модель. На рис. 1 представлена типовая модель изнашивания [13].

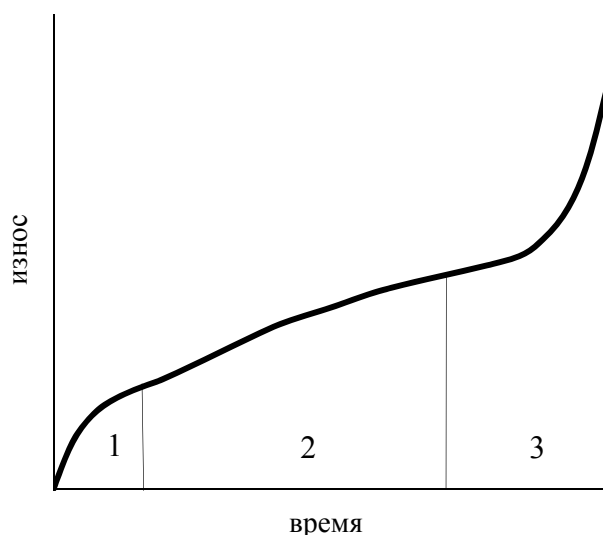


Рис. 1. Характер процесса изнашивания:
1 – период приработки; 2 – период нормального рабочего износа;
3 – период интенсивного изнашивания

Согласно РД 50-423-83 прогнозирование остаточного ресурса изделия по изнашиванию с использованием контролируемого параметра осуществляется на основе задания его предельного значения. При этом измерения, полученные до окончания приработки, исключаются из обработки [14]. Поэтому представляет интерес как характер изменения диагностических признаков износа на периоде приработки, так и само время приработки. На рис. 2 представлены данные по двум двигателям на начальном этапе работы на объекте. Оценивалось изменение интенсивности ($A_{\text{изн}}$) составляющей, вызывающей усталостные поломки элементов конструкции двигателя от наработки в начале эксплуатации [2]. Как видно из представленных данных, период приработки по диагностическому признаку износа можно оценить примерно в 60 часов наработки.

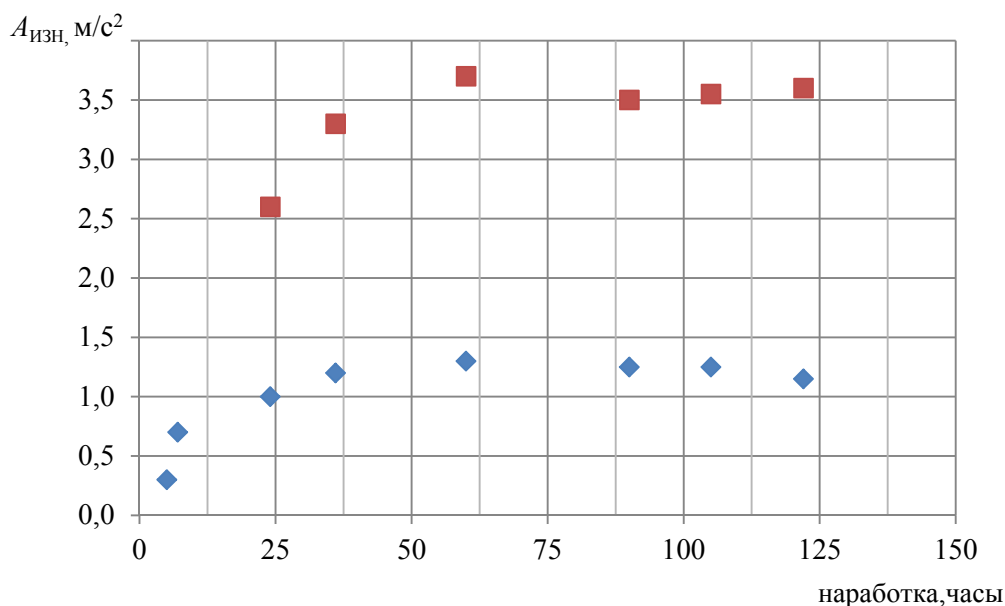


Рис. 2. Интенсивность изменения $A_{изн}$ на начальном этапе эксплуатации:

◆ – двигатель 1; ■ – двигатель 2

Выполненный анализ разработанных диагностических признаков [2; 12] показал, что их можно описать следующими видами математических моделей: линейной, степенной, экспоненциальной и комбинацией линейной и экспоненциальной. Ниже приведены соответствующие примеры. При исследовании рассматривались четыре варианта износа:

- 1) текущий – максимальный износ зубьев солнечной шестерни относительно эвольвенты после последнего ремонта (износ 1);
- 2) текущий полный – максимальный износ зубьев солнечной шестерни относительно исходной эвольвенты (износ 2);
- 3) текущий суммарный – сумма максимальных износов зубьев солнечной шестерни и сателлитов относительно эвольвенты после последнего ремонта (износ 3);
- 4) суммарный полный – сумма максимальных износов зубьев солнечной шестерни и сателлитов относительно исходных эвольвент (износ 4).

На рис. 3 представлена зависимость интенсивности n -мерного вектора (d_1), рассчитанного по пяти составляющим от гармоника, вызывающей износ в спектре максимумов [15].

$$d_1 = \left(\sum_{i=1}^n A_{изнi}^2 \right)^{1/2},$$

где $A_{изнi}$ – осреднённое амплитудное значение i -й составляющей; n – число составляющих.

Уравнение аппроксимации имеет вид $y = 282,8x - 1,23$, коэффициент корреляции $r = 0,78$.

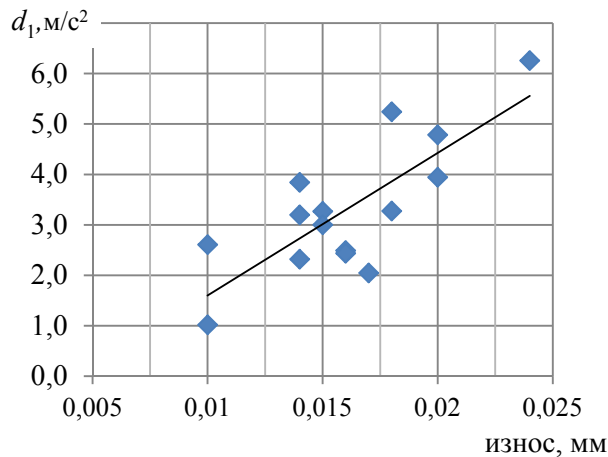


Рис. 3. Зависимость интенсивности d_1 от износа 2

На рис. 4 приведены данные по разности ширины зубцовой спектральной составляющей, полученной в спектральной плотности мощности в функции износа на двух уровнях относительно максимального значения. Здесь Π_1, Π_3 – соответственно ширина составляющей на уровне 0,5 от максимального значения и максимальная ширина в её нижней части, определяемая справа и слева по точкам пересечения её огибающей с вибрационным шумом. Уравнение аппроксимации имеет вид $y = 21604x^2 - 826,7x + 14,36$, $r = 0,84$.

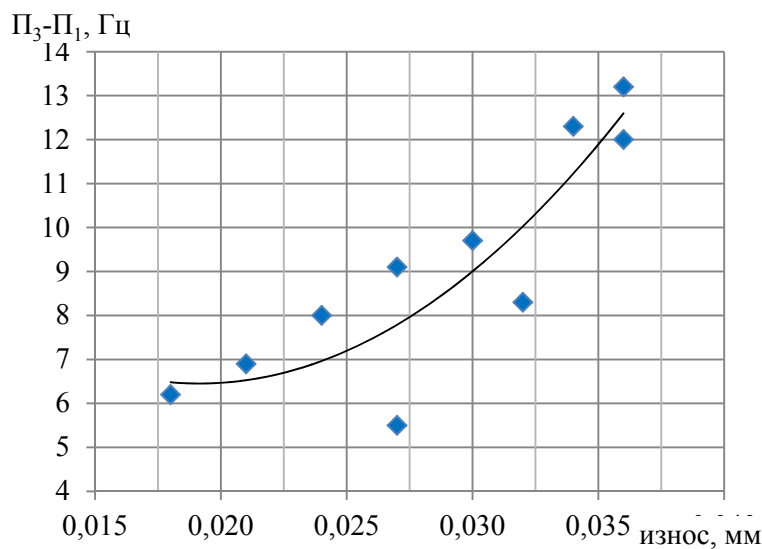


Рис. 4. Зависимость ширины зубцовой спектральной составляющей от износа

На рис. 5 представлена зависимость интенсивности n -мерного вектора (d_2), рассчитанного по семи составляющим от роторной гармоники (частота вращения солнечной шестерни). Уравнение аппроксимации имеет вид $y = 1,587e^{101,7X}$, $r = 0,77$.

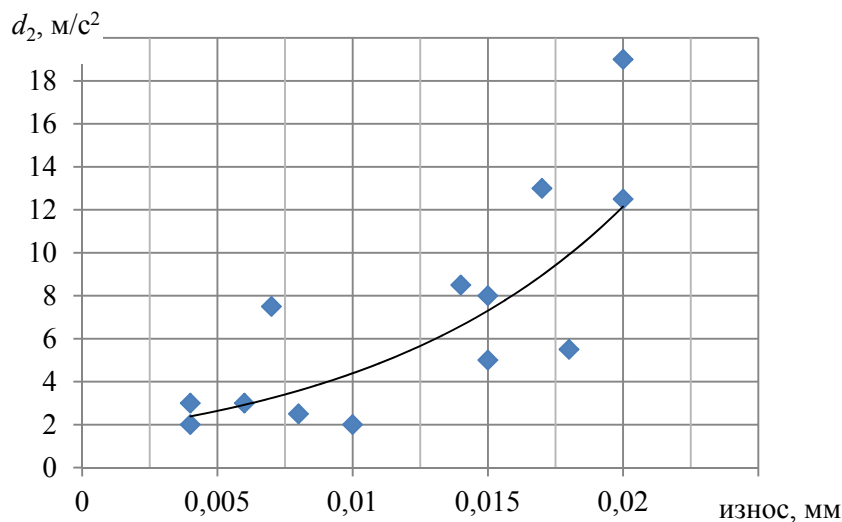


Рис. 5. Зависимость интенсивности n -мерного вектора d_2 от износа l

На рис. 6 представлены данные по влиянию износа на глубину (m) амплитудной модуляции при анализе максимумов широкополосного вибрационного процесса в полосе $1/6 f_{z1} \pm 15\%$ на частоте, соответствующей первой винтовой гармонике ($f_{вГ}$).

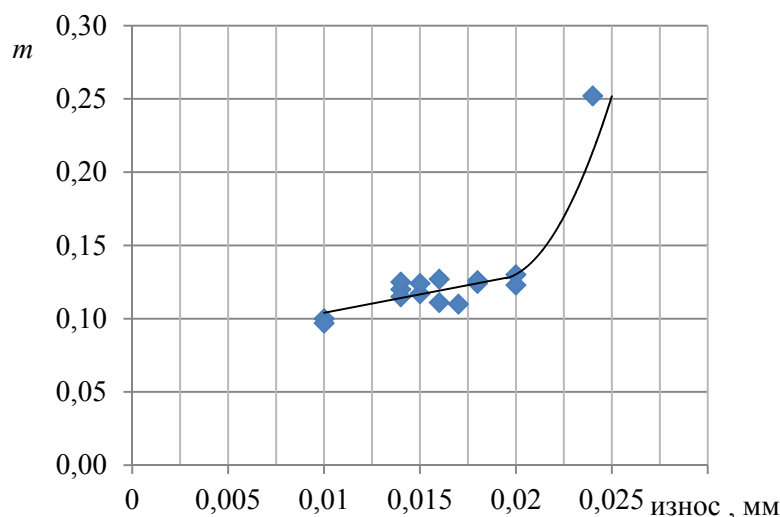


Рис. 6. Зависимость глубины амплитудной модуляции (m) от величины износа на частоте, соответствующей первой винтовой гармонике $f_{вГ}$

Линейная модель характеризуется постоянной скоростью изменения интенсивности диагностического признака с ростом износа. Для степенной и экспоненциальной моделей рост износа приводит к увеличению скорости его изменения. Четвёртая модель характеризуется наличием двух зон: с постоянной скоростью изменения интенсивности диагностического признака и с зоной роста скорости при увеличении износа. Без учёта этапа приработки именно эта модель ближе всего к модели, характеризующей процесс развития износа во времени (см. рис. 1).

Согласно ГОСТ 30479-97, по критерию интенсивного возрастания износа, предельный износ рекомендуется установить по моменту резкого его роста (начало периода 3 рис. 1) [13], то есть в месте перехода линейной части модели в экспоненциальную. Следовательно именно это значение диагностического признака износа следует признать в качестве нормы. Для диагностических признаков с линейной, степенной и экс-

пониженной моделью оценку нормы целесообразно проводить по соотношению (1). Увеличение скорости роста интенсивности диагностического признака с ростом износа требует проводить непрерывный контроль оценки вибрационного состояния редуктора, что не всегда выполнимо.

Заключение

Определены виды математических моделей, характеризующих поведение разработанных диагностических признаков износа зубьев дифференциального редуктора ГТД от его величины. Показано, что они описываются линейной, степенной, экспоненциальной и комбинацией линейной и экспоненциальной моделями. Наиболее близка к развитию исследуемого дефекта последняя модель.

Для линейной, степенной и экспоненциальной модели расчёт нормы следует вести по ГОСТ Р 13373-2-2009, для модели в виде комбинации линейной и экспоненциальной за норму нужно принять уровень перехода линейной части модели в экспоненциальную.

Использование диагностических признаков, описываемых степенной и экспоненциальной моделями, рекомендуется только при наличии непрерывного контроля вибрации.

Библиографический список

1. Авиационные зубчатые передачи и редукторы: справочник / под ред. Э.Б. Вулгакова. М.: Машиностроение, 1981. 374 с.
2. Авраменко А.А., Крючков А.Н., Плотников С.М., Сундуков Е.В., Сундуков А.Е. Совершенствование методов вибродиагностики износа зубьев шестерён дифференциального редуктора турбовинтового двигателя // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2018. Т. 17, № 3. С. 16-26. DOI: 10.18287/2541-7533-2018-17-3-16-26
3. 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.
4. Неразрушающий контроль: справочник в 7 т. / под общ. ред. В.В. Клюева. Т. 7: в 2-х кн. Кн. 1: Метод акустической эмиссии. Кн. 2: Вибродиагностика. М.: Машиностроение, 2005. 829 с.
5. Skeinik R., Petersen D. Automated fault detection via selective frequency band alarming in PC-based predictive maintenance systems. CSI, Knaxville, TN 37923, USA.
6. ГОСТ ИСО 10816-1-97. Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на невращающихся частях. Ч. 1. Общие требования. Минск: ИПК Издательство стандартов, 1998. 14 с.
7. Баранов А.В., Вагнер В.А., Тарасевич С.В., Баранова Ю.А., Понамарёва А.Н. Проблема оценки износа сопряжений зубчатых колёс транспортных машин и энергетического оборудования // Ползуновский вестник. 2010. № 1. С. 99-105.
8. ГОСТ Р ИСО 13373-1-2009. Контроль состояния и диагностика машин. Вибрационный контроль состояния машин. Ч. 1. Общие методы. М.: Стандартинформ, 2010. 48 с.
9. ГОСТ Р ИСО 13373-2-2009. Контроль состояния и диагностика машин. Вибрационный контроль состояния машин. Ч. 2. Обработка, анализ и представление результатов измерения вибрации. М.: Стандартинформ, 2010. 33 с.

10. Collacott R.A. Vibration monitoring and diagnosis. Techniques for cost-effective plant maintenance. London-New York, 1979. 333 p.
11. Барков А.В., Баркова Н.А., Азовцев А.Ю. Мониторинг и диагностика роторных машин по вибрации: учеб. пособие. СПб: Изд. центр СПбГМТУ, 2000. 159 с.
12. Авраменко А.А., Крючков А.Н., Плотников С.М., Сундуков А.Е., Сундуков Е.В. Использование сигналов с датчиков частоты вращения валов газотурбинного двигателя в диагностике технического состояния его редуктора // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2020. Т. 19, № 1. С. 7-17. DOI: 10.18287/2541-7533-2020-19-1-7-17
13. ГОСТ 30479-97. Обеспечение износостойкости изделий. Методы установления предельного износа, обеспечивающего требуемый уровень безопасности. Общие требования. Минск: ИПК Издательство стандартов, 1998. 12 с.
14. РД 50-423-83. Методические указания. Надёжность в технике. Методика прогнозирования остаточного ресурса машин и деталей, подверженных изнашиванию. М.: Издательство стандартов, 1984. 36 с.
15. 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

STANDARDIZATION OF DIAGNOSTIC INDICATORS OF GEARBOX TEETH WEAR IN AIRCRAFT GAS-TURBINE ENGINES

© 2022

A. Ye. Sunduckov Candidate of Science (Engineering), Director;
Turbina SK LLC, Samara, Russian Federation;
sunduckov@mail.ru

Ye. 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

The gearboxes of aircraft gas turbine engines are their most stressed parts. One of the main gearbox defects is the tooth flank wear that causes resonant oscillations in engine structure elements. This defect is generally assessed using vibroacoustic diagnostics methods. It is noted that the currently existing recommendations on setting limit values for diagnostic indicators do not take into account the type of mathematical models that describe their dependence on the defect size. This can result in its uncontrolled development. We have shown that for the case under consideration, four kinds of mathematical models were earlier obtained to describe dependences of diagnostic indicators on the wear value: linear, power, exponential and combined (linear and exponential) models. The linear model is characterized by a constant rate of change in the level of a diagnostic indicator with the growth of wear. For power and exponential models the growth of wear leads to an increase of the rate of change in the diagnostic indicator value. The combined model is characterized by the presence of two zones of change in the diagnostic indicator intensity with the growth of wear: the constant rate zone and the zone of increasing rate. The use of diagnostic indicators with a continuous increase in their intensity depending on the growth of wear will require ensuring constant control of the gearbox vibration state, which is not always feasible. We give recommendations for setting standard values of the diagnostic indicator intensity for the considered models.

Gas-turbine engine; differential speed reduction device; wear; diagnostic indicators

Citation: Sunduckov A.Ye., Shakhmatov Ye.V. Standardization of diagnostic indicators of gearbox teeth wear in aircraft gas-turbine engines. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2022. V. 21, no. 2. P. 28-37. DOI: 10.18287/2541-7533-2022-21-2-28-37

References

1. *Aviatsionnye zubchatye peredachi i reduktory: cpravochnik / pod red. E.B. Vulgakova* [Aircraft transmission gears and gear boxes: guide / ed. by E.B. Vulgakov]. Moscow: Mashinostroenie Publ, 1981. 374 p.

2. Avramenko A.A., Kryuchkov A.N., Plotnikov S.M., Sundukov E.V., Sundukov A.E. Refining methods of vibration diagnostics of wear of turbo-prop engine differential speed reduction unit gear teeth. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2018. V. 17, no. 3. P. 16-26. (In Russ.). DOI: 10.18287/2541-7533-2018-17-3-16-26

3. 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.)

4. *Nerazrushayushchiy kontrol': spravochnik v 7 t. / pod obshch. red. V.V. Klyueva. T. 7: v 2-kh kn. Kn. 1: Metod akusticheskoy emissii. Kn. 2: Vibrodiagnostika* [Non-destructive testing: Handbook in 7 volumes. Under the general editorship of V.V. Klyuyev. V. 7; in 2 books. Book 1. Method of acoustic emission. Book 2. Vibration-based diagnostics]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 2005. 829 p.

5. Skeinik R., Petersen D. Automated fault detection via selective frequency band alarming in PC-based predictive maintenance systems. CSI, Knaxville, TN 37923, USA.

6. GOST ISO 10816-1-97. Mechanical vibration. Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts. Part 1. General guidelines. Minsk: IPK Izdatel'stvo Standartov Publ., 1998. 14 p. (In Russ.)

7. Baranov A.V., Vagner V.A., Tarasevich S.V., Baranova Yu.A., Ponamareva A.N. Problem of assessing the wear of gear mating in transportation vehicles and power equipment. *Polzunovskiy Vestnik*. 2010. No. 1. P. 99-105. (In Russ.)

8. GOST R ISO 13373-1-2009. Condition monitoring and diagnostics of machines. Vibration condition monitoring. Part 1. General procedures. Moscow: Standardinform Publ., 2010. 48 p. (In Russ.)

9. GOST R ISO 13373-2-2009. Condition monitoring and diagnostics of machines. Vibration condition monitoring. Part 2. Processing, analysis and presentation of vibration data. Moscow: Standartinform Publ., 2010. 33 p. (In Russ.)

10. Collacott R.A. Vibration monitoring and diagnosis. Technigues for cost-effective plant maintenance. London-New York, 1979. 333 p.

11. Barkov A.V., Barkova N.A., Azovtsev A.Yu. *Monitoring i diagnostika rotornykh mashin po vibratsii* [Vibration monitoring and diagnostics of rotary machines: Textbook]. SPb.: Izd. Tsentr SMTU Publ., 2000. 159 p.

12. Avramenko A.A., Kryuchkov A.N., Plotnikov S.M., Sundukov E.V., Sundukov A.E. Using signals from the gas-turbine engine shaft speed sensor in the diagnosis of the technical condition of its reduction gearbox. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2020. V. 19, no. 1. P. 7-17. (In Russ.). DOI: 10.18287/2541-7533-2020-19-1-7-17

13. GOST 30479-97 Products wear resistance assurance. Methods of assessment of limiting wear. Principles of provision. General requirements. Minsk: IPK Izdatel'stvo Standartov Publ., 1998. 12 p. (In Russ.)

14. RD 50-423-83. Methodological guidelines. Reliability in technology. Procedure of forecasting the residual lifetime of equipment and parts, which are subject to wearing. Moscow: Izdatel'stvo Standartov Publ., 1984. 36 p. (In Russ.)

15. 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