

УДК 621.061.1.004.58

DOI: 10.18287/2409-4579-2022-8-3-6-11

СТРУКТУРНЫЕ ДИАГНОСТИЧЕСКИЕ ПРИЗНАКИ В ОЦЕНКЕ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ РЕДУКТОРОВ АВИАЦИОННЫХ ГТД

Сундуков А. Е.

ООО «ПКФ «ТСК»,
ул. Ново-Садовая, 381,
корп.1, этаж 3, Самара, 443125,
Российская Федерация
sunduckov@mail.ru

Шахматов Е. В.

Самарский национальный
исследовательский университет
имени академика С. П. Королёва
(Самарский университет),
Московское шоссе, 34, г. Самара,
443086, Российская Федерация
shakhm@ssau.ru

Диагностические признаки дефектов авиационных газотурбинных двигателей, построенные на интенсивности вибрации, обладают рядом недостатков. Достаточно значительна погрешность оценки интенсивности. Перестановка двигателя со стенда на объект приводит к росту интенсивности вибрации, что невозможно учесть при разработке методик диагностики в условиях завода-изготовителя двигателя. Известные безразмерные дискриминанты имеют, как правило, достаточно сложную структуру. В работе показана возможность использования структурных диагностических признаков в виде простого отношения двух параметров. На примере износа боковых поверхностей зубьев и величины бокового зазора редуктора турбовинтового двигателя показана возможность оценки его технического состояния по параметрам вибрации и сигналов «штатных» тахометрических датчиков частот вращения входного и выходного валов.

Ключевые слова: турбовинтовой двигатель; редуктор; износ зубьев; боковой зазор; структурные диагностические признаки

1 Введение

Редуктора авиационных газотурбинных двигателей (ГТД) являются наиболее напряжёнными их узлами. Это требует обеспечения периодического, а лучше непрерывного контроля их технического состояния. Общеизвестно, что наиболее эффективным среди безразборных методов контроля роторных машин является виброакустическая диагностика [1,2]. Подавляющее число известных диагностических признаков их дефектов строятся на использовании интенсивностей вибрационных процессов. Погрешность измерений вибрационных процессов авиационных ГТД весьма существенна (до 15% согласно ГОСТ 26383–84 [3]). Кроме того, следует учитывать ряд других факторов. Как правило, разработка методик диагностики ведётся на экспериментальном

материале, полученном в условиях испытательного стенда завода-изготовителя двигателя, а их использование осуществляется в условиях эксплуатации на объекте. Однако, как показано в ряде работ, перестановка двигателя со стенда на объект приводит к существенному изменению интенсивности вибрации [4,5]. Решение данной проблемы требует проведения дополнительных работ по оценке коэффициентов пересчёта полученных данных. Это существенно увеличит соответствующие затраты и неизбежно внесёт дополнительные погрешности. Влияние достаточно большого количества факторов на диагностические признаки, построенные на интенсивности, подвигло ряд авторов на разработку безразмерных дискриминант [6-8]. Предлагаемые характеристики достаточно сложны в использовании. В работе [9] авторы

предлагают применять простые структурные диагностические признаки в виде отношения двух амплитуд, частоты к амплитуде, частоты к декременту и т. п. Их достоинство заключается в удобстве измерений и использования, практической независимости от многих погрешностей, так как оцениваются относительные величины. Настоящая работа посвящена оценке эффективности использования диагностических признаков в виде отношения двух параметров.

2 Постановка задачи и метод исследований

Работа выполнена на примере анализа данных одного из турбовинтовых двигателей с двумя соосными воздушными винтами. Редуктор двигателя дифференциальный. Оценивалось его техническое состояние по двум видам дефектов: износ боковых поверхностей зубьев в паре «солнечная шестерня – сателлиты» и величина бокового зазора в этой паре.

При оценке величины износа использовались данные по пятнадцати двигателям, пришедшим на завод-изготовитель в ремонт. Величины бокового зазора получены по восемнадцати отремонтированным двигателям с осреднением данных на пяти значениях величины бокового зазора. Режим работы двигателя – максимальный. Оценка параметров вибрации выполнена с вибропреобразователя, установленного на стыке картеров турбокомпрессора и вала заднего винта. Ось его чувствительности ориентирована в вертикальном направлении (ось Y). Часть диагностических признаков получена с сигналов «штатных» тахометрических датчиков частот вращения входного вала редуктора (вал турбокомпрессора) и его выходного вала (вал заднего винта). В качестве «штатных» тахометрических датчиков используются датчики ДТЭ-2. Их погрешность оценки

частоты, с учётом погрешностей зубчатого привода от роторов, не превышает 5% [10]. При анализе диагностических признаков, полученных по вибрации, рассматривалось четыре варианта износа:

- текущий – максимальный износ зубьев солнечной шестерни относительно эвольвенты после последнего ремонта (износ 1);

- текущий полный – максимальный износ зубьев солнечной шестерни относительно исходной эвольвенты (2);

- текущий суммарный – сумма максимальных износов зубьев солнечной шестерни и сателлитов относительно эвольвент после последнего ремонта (3);

- суммарный полный – сумма максимальных износов зубьев солнечной шестерни и сателлитов относительно исходных эвольвент (4).

Здесь представлены результаты для значимых коэффициентов корреляции r . Значимость парного коэффициента корреляции проверяется на основе t -критерия Стьюдента [11]. Расчёт параметра t выполняется по соотношению

$$t = \left[\frac{r^2}{1-r^2} (n-2) \right]^{\frac{1}{2}},$$

где n – объём статистики.

Если $t > t_{кр}$, ($t_{кр}$ – критическое значение, определяемое по соответствующей таблице при заданном значении уровня значимости P и объёма статистики n), коэффициент корреляции признается значимым и даётся заключение о тесной статистической взаимосвязи между исследуемыми параметрами. В технических приложениях принято использовать $P=0,05$.

Оценивались следующие отношения:

- по величине износа – Π_1/Π_3 (h_1), Π_2/Π_3 (h_2);

- по значениям бокового зазора – отношение интенсивности субгармоники $1/3f_{z1}$ к интенсивности гармоники f_{z1} (h_3), интенсивности субгармоники $2/3f_{z1}$ к интенсивности гармоники f_{z1} (h_4), D_2/D_1 (h_5), интенсивности субгармоники $1/3f_{z1}$ к субгармонике $2/3f_z$ (h_6).

Здесь:

- D_1 – дисперсия девиации частоты вращения входного вала редуктора, полученная с сигнала «штатного» тахометрического датчика частоты его вращения;

- D_2 – дисперсия девиации частоты вращения выходного вала редуктора, полученная с сигнала «штатного» тахометрического датчика его вращения;

- Π_1 – ширина зубцовой спектральной составляющей на уровне 0,5 от максимального значения;

- Π_2 – ширина зубцовой спектральной составляющей на уровне $1/e$ от максимального значения;

- Π_3 – максимальная ширина зубцовой спектральной составляющей в её нижней части, определяемая по точкам пересечения её огибающей справа и слева с вибрационным шумом;

- f_{z1} – зубцовая гармоника пересопряжения зубьев пары «солнечная шестерня – сателлиты».

Ширина спектральной составляющей рассчитывалась в режиме спектральной плотности мощности при минимальном разрешении по частоте, обеспечивающем относительно гладкую её кривую.

Оценка параметров с сигналов «штатных» тахометрических датчиков выполнялась следующим образом. Посредством спектрального анализа оценивалось значение частоты (f_{MAX}) на максимуме оборотной спектральной составляющей. В полосе $f_{MAX} \pm 2\text{Гц}$ фильтровался исходный процесс. Далее определялись текущие значения частот полученного узкополосного процесса [12]. По полученному массиву данных рассчитывались требуемые характеристики.

3 Результаты и их обсуждение

На рисунках 1–6 представлены соответствующие экспериментальные данные.

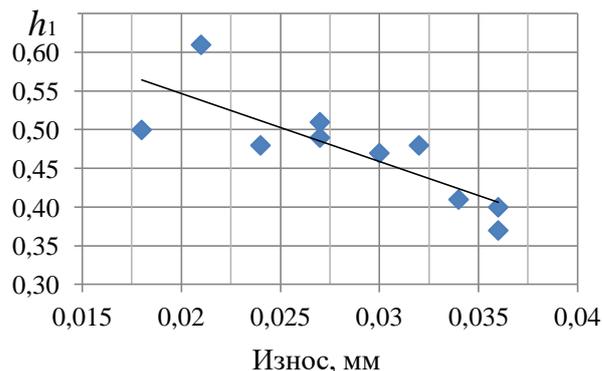


Рисунок 1. Зависимость h_1 от износа 4, $r = -0.81$

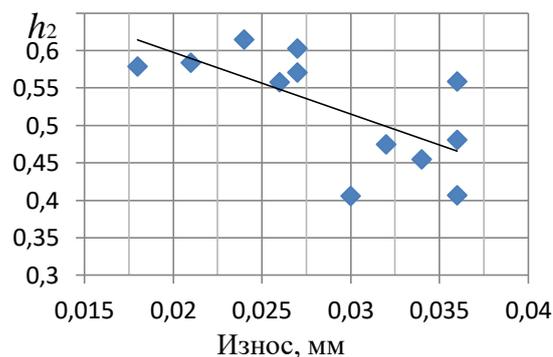


Рисунок 2. Зависимость h_2 от износа 4, $r = -0.67$

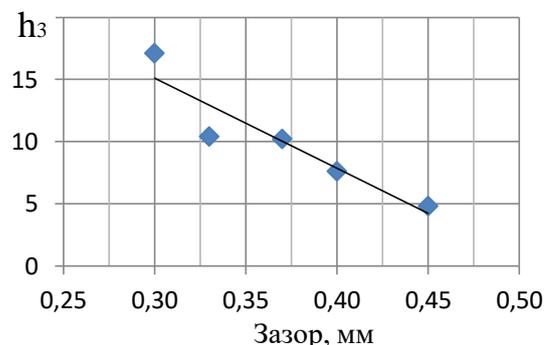


Рисунок 3. Зависимость h_3 от зазора, $r = -0.93$

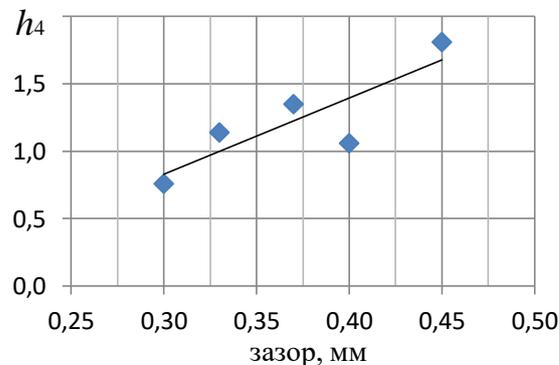


Рисунок 4. Зависимость h_4 от зазора, $r = 0.85$

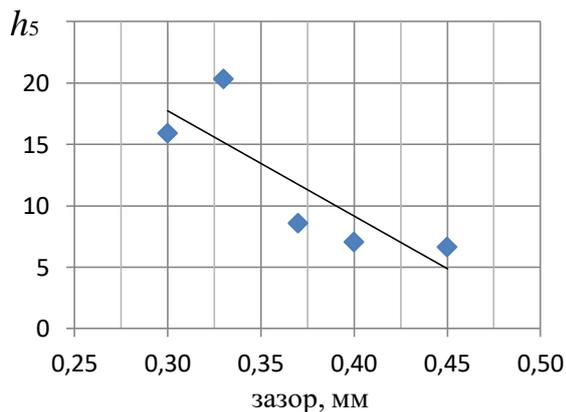


Рисунок 5. Зависимость h_5 от зазора, $r = -0.83$

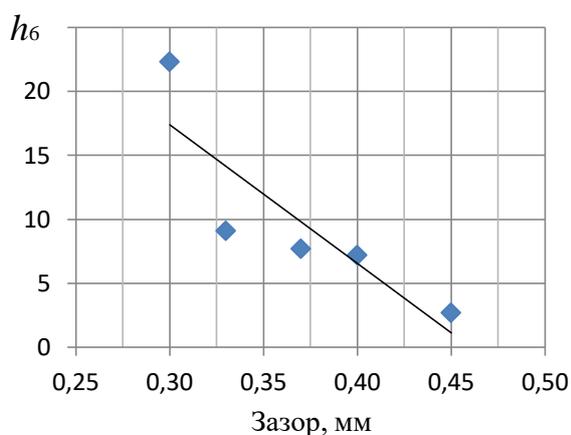


Рисунок 6. Зависимость h_6 от зазора, $r = -0.83$

Соответствующие уравнения аппроксимации имеют вид:

$$\begin{aligned} y &= -8.809x + 0.723; \\ y &= -8.262x + 0.763; \\ y &= -72.53x + 36.85; \\ y &= 5.637x - 0.861; \\ y &= -85.73x + 43.44; \\ y &= -108.1x + 49.83. \end{aligned}$$

Из представленных результатов видно:

- все полученные зависимости имеют линейный характер;
- наибольшие значения коэффициентов корреляции получены для отношений наименьшей и наибольшей значений ширины спектральной составляющей и отношения интенсивностей субгармоники $1/3f_{z1}$ к f_{z1} ;
- существенное изменение параметров h_1 и h_2 с ростом износа свидетельствует о том, что помимо ширины при этом изменяется и форма спектральной составляющей;

- рост величины бокового зазора приводит к увеличению только параметра h_5 , что указывает на большую чувствительность интенсивности гармоники $2/3 f_{z1}$ по сравнению с f_{z1} к зазору.

4 Заключение

1. Структурные диагностические признаки в виде отношений исследуемых параметров могут успешно использоваться в диагностике технического состояния редукторов авиационных ГТД.

2. В качестве исходных процессов можно использовать как вибрацию, так и сигналы «штатных» тахометрических датчиков частот вращения входного и выходного валов редуктора. Использование даёт возможность контроля технического состояния редуктора в процессе эксплуатации.

Список использованных источников

[1] Неразрушающий контроль: Справочник в 7 Т., Т. 7. кн. 2. Вибродиагностика. Под ред. В. В. Клюева. М.: Машиностроение, 2005. 828 с.

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

[3] ГОСТ 26382–84. Двигатели газотурбинные гражданской авиации. Допустимые уровни вибрации и общие требования к контролю вибрации. М. Издательство стандартов, 1985. 15 с.

[4] Вуль В. М., Попков В. И., Агафонов В. К., Бакланов В. С. Исследование динамических характеристик двигателя, стенда и объекта в местах опорных связей // Вибрационная прочность и надёжность двигателей и систем летательных аппаратов. Куйбышев: КуАИ. 1980. С. 62-68.

[5] Baklanov V.S. Evaluation of engine hoalt monitoring using result research into the dynamic flexibility of cases Proceedings of the International Meeting « Engine Health Monitoring-93» // SAE, CIAM, St. Petersburg. 1993, v. 1.

[6] Cempel C. Podstawy wibroakustycznej diagnostyki maazyn, Wydawnictqa Nankowo-Techniczne, Warszawa, 1982. 342 s.

[7] Sokolova A.G. New noise-immune incipient failure detection methods for machinery monitoring and

protection systems // The Fifth International Conference on Vibration Problems ICOVP-2001(8-10 October 2001, Moscow, Russia).

[8] Dyer D., Stewart R.M. Detection of Rolling Bearing Damage by Statistical Vibration Analysis //Journal of Mechanical Design. 1978. Vol. 100. No 2. pp. 229-235. DOI: 10.1115/1.3453905.

[9] Карасёв В.А., Максимов В.П., Сидоренко М.К. М., Вибрационная диагностика газотурбинных двигателей. Машиностроение, 1978, 132 с.

[10] 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. Том 19, №1. С. 7 – 17.

[11] Соколов Г.А., Сагитов Р.В. Введение в регрессионный анализ и планирование регрессионных экспериментов в экономике. 2010. М.: ИНФРА, 208 с.

[12] Сундуков А.Е., Сундуков Е.В., Бит-Зая А.В., Росляков А.Д. Оценка ширины дискретных составляющих спектра вибраций энергетических машин // Проблемы железнодорожного транспорта на современном этапе развития: Известия Самарского научного центра РАН. 2006. С.194-197.

STRUCTURAL DIAGNOSTIC INDICATORS IN ASSESSING THE TECHNICAL CONDITION OF AIRCRAFT GAS-TURBINE ENGINE GEARBOXES

A.E. Sundukov

PKF TSK,
Novo-Sadovaya st. 381, korp.1, Samara,
443011, Russian Federation,
sundukov@mail.ru

E.V. Shakhmatov

Samara National Research University
(Samara University),
34, Moskovskoye shosse, Samara,
443086, Russian Federation

The diagnostic indicators of defects in aircraft gas turbine engines based on the vibration intensity have several draw-backs. Quite significant is the error in estimating such intensity. Moving an engine from the test bench to the facility leads to an increase in vibration intensity, which cannot be taken into account when developing diagnostic methods in the conditions of the engine manufacturer's plant. The known dimensionless discriminants have generally a fairly complex structure. This study reveals the possibility of using structural diagnostic indicators as a simple ratio of two parameters. Based on the example of tooth flank wear and the side clearance value in the turboprop engine gearbox, we have demonstrated the possibility to assess its technical condition by the vibration parameters and signals from standard tachometric sensors of the input and output shaft rotation speeds.

Keywords: *turboprop engine; gearbox; tooth wear; side clearance; structural diagnostic indicators*

References

- [1] Non-Destructive Testing: Reference Book in 7 volumes. Vol. 7. Book 2. Vibration Diagnostics. Ed. by V.V. Klyuev. Moscow: Mechanical Engineering, 2005. 828 p.
- [2] Skeinik R., Petersen D. Automated fault detection via selective frequency band alarming in PC-based predictive maintenance systems. CSI, Knaxville, TN 37923, USA.
- [3] GOST 26382–84. Civil Aircraft Gas Turbine Engines. Admissible Vibration Levels and General Vibration Control Requirements. Moscow: Publishing House of Standards, 1985. 15 p.
- [4] V.M. Vul, V.I. Popkov, V.K. Agafonov, V.S. Baklanov, Study of Dynamic Parameters of Engine, Test Bench, and Facility in the Areas of Support Connections. In: Vibration Strength and Reliability of Aircraft Engines and Systems. Kuibyshev: Kuibyshev Aviation Institute. 1980. Pp. 62–68.
- [5] Baklanov V.S. Evaluation of engine hoalt monitoring using result research into the dynamic flexibility of cases Proceedings of the International Meeting « Engine Health Monitoring-93» // SAE, CIAM, St. Petersburg. 1993, v. 1.
- [6] Cempel C. Podstawy wibroakustycznej diagnostyki miazyn, Wydawnictwa Nankowo-Techniczne, Warszawa, 1982. 342 s.
- [7] Sokolova A.G. New noise-immune incipient failure detection methods for machinery monitoring and protection systems // The Fifth International Cnference on Vibration Problems ICOVP-2001(8-10 October 2001, Moscow, Russia).
- [8] Dyer D., Stewart R.M. Detection of Rolling Bearing Damage by Statistikal Vibration Analysis //Journal of Mechanical Dessign. 1978. Vol. 100. No 2. pp. 229-235. DOI: 10. 1115/1.3453905.
- [9] V.A. Karasev, V.P. Maksimov, M.K. Sidorenko, Vibration Diagnostics of Gas Turbine Engines. Moscow: Mechanical Engineering, 1978, 132 p.
- [10] A.A. Avramenko, A.N. Kryuchkov, S.M. Plotnikov, A.E. Sundukov, E.V. Sundukov, Using Signals from Shaft Speed Sensors in a Gas Turbine Engine for Diagnostics of the Technical Condition of Its Gearbox. In: Bulletin of the Samara University. Aerospace Engineering, Technology, and Mechanical Engineering. 2020. Volume 19. No. 1. Pp. 7–17.
- [11] G.A. Sokolov, R.V. Sagitov, Introduction to Regression Analysis and Design of Regression Experiments in Economics. 2010. Moscow: INFRA, 208 p.
- [12] A.E. Sundukov, E.V. Sundukov, A.V. Bit-Zaya, A.D. Roslyakov, Estimating the Width of Discrete Components in the Vibration Spectrum of Power Machines. In: Issues of Railway Transport at the Present Development Stage: Proceedings of the Samara Research Center of the Russian Academy of Sciences. 2006. Pp. 194–197.