

УДК 621. 061.1.004.58 + 521.4

DOI: 10.18287/2409-4579-2022-8-2-6-11

СУБГАРМОНИКИ ЗУБЦОВОЙ ЧАСТОТЫ В ВИБРОДИАГНОСТИКЕ ИЗНОСА ЗУБЬЕВ РЕДУКТОРА ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

Сундуков А. Е.

ООО «Турбина СК»

ул. Финская, 96, офис 1, г. Самара,
443011, 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

Наиболее эффективным способом неразрушающего контроля технического состояния роторных машин является вибродиагностика. Широко используемым диагностическим признаком дефектов зубчатых зацеплений является интенсивность n -мерного вектора от ряда зубцовых гармоник. Для планетарных редукторов авиационных двигателей интенсивность высших гармоник часто соизмерима с интенсивностью вибрационного шума, что снижает эффективность его применения. На примере износа боковых поверхностей зубьев дифференциального редуктора двигателя НК-12 показана возможность диагностики данного дефекта по интенсивности субгармоник от зубцовой частоты.

Ключевые слова: планетарный редуктор; износ зубьев; вибродиагностика; субгармоники от зубцовой частоты

1 Введение

Опыт разработки и доводки газотурбинных двигателей (ГТД) с приводом воздушных винтов и вентиляторов через редуктор показывает, что их надёжность и работоспособность в большой степени зависит от этой зубчатой передачи. В процессе доводки двигателя НК-12 отмечались случаи усталостных поломок дисков ряда ступеней компрессора, рабочих лопаток третьей ступени компрессора [1]. Выбор варианта модификации профиля зубчатых колёс двигателя АЛ-31Ф сопровождался многочисленными разрушениями зацепления и всего двигателя [2]. При доводке двигателя самолета АН-24 вибрация, генерируемая редуктором, приводила к обрыву рабочих лопаток 1, 3, 8, 9 и 10 ступеней компрессора, появлению трещин на дисках некоторых ступеней.

Доводка двигателя Д-27 потребовала изготовления шести модификаций солнечной шестерни и 16 дополнительных комплектов шестерён [3]. Во всех рассматриваемых случаях, решение

проблемы удалось найти на основе проведения большого комплекса исследований и внедрения мероприятий конструктивного и технологического характера.

Наиболее эффективным среди неразрушающих методов контроля технического состояния роторных машин является вибродиагностика [4,5]. Принято считать, что основными источниками вибрации зубчатых зацеплений являются зубцовые гармоник. Одним из наиболее распространённых диагностических признаков их дефектов является интенсивность n -мерного вектора, рассчитываемого по нескольким кратным зубцовым составляющим [4]. Для планетарных редукторов ГТД даже частота первой зубцовой гармоник может составлять несколько килогерц. В этом случае оценка интенсивности данного вектора потребует регистрировать исследуемую вибрацию в диапазоне частот до 20–30кГц. Кроме того, как показывает практика, интенсивность высших зубцовых гармоник планетарных редукторов ГТД

часто практически не превышает уровень вибрационного фона. В этих условиях необходимо использовать иные информативные составляющие вибрационного состояния редукторов.

2 Постановка задачи и метод исследований

В работе [6] была представлена имитационная математическая модель вибрации пары «солнечная шестерня – сателлиты» планетарного редуктора турбовинтового двигателя. Один из элементов этой модели определяет ряд субгармоник от зубцовой частоты, вызванной наличием дефектов на боковых поверхностях зубьев. Настоящая статья посвящена оценке возможности использования гармоник этого ряда в диагностике износа боковых поверхностей зубьев рассматриваемой пары применительно к двигателю НК-12. Данный элемент модели имеет следующий вид:

$$\sum_k A_k(t) \sin[k\omega_d t + \varphi_k(t)], \quad (1)$$

где $\omega_d = 2\pi f_p^* z_c$ – частота следования дефекта; A_k – амплитуда k -ой составляющей; φ_k – начальная фаза k -ой составляющей ряда; f_p^* – частота вращения ротора в относительном движении; z_c – число сателлитов.

Редуктор двигателя НК-12 имеет три сателлита. Тогда согласно (1) ряд субгармоник, включая зубцовую гармонику, будут иметь значения кратностей относительно частоты вращения ротора турбокомпрессора, представленные в таблице 1.

Здесь присутствуют составляющие с кратностями 1/3 и 2/3, интенсивность которых иногда используется в диагностике технического состояния зубчатых зацеплений и составляющая с кратностью 19,15, вызывающая усталостные поломки элементов конструкции двигателя [7]. Анализировалась связь интенсивности субгармоник таблицы 1 с величиной износа

по двигателям, пришедшим в ремонт на завод-изготовитель. А также интенсивность n -мерного вектора (d_n), определяемая по соотношению [4]:

$$d_n = (\sum_{i=1}^n A_i^2)^{1/2},$$

где A_i – интенсивность i -ой составляющей ряда, n – число составляющих.

При исследовании рассматривались четыре варианта износа:

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

Таблица 1. Параметры исследуемых гармоник

субгармоника	кратность
1/12	2,74
1/6	5,47
1/4	8,21
1/3	10,94
5/12	13,66
1/2	16,41
7/12	19,15
2/3	21,88
3/4	24,62
5/6	27,35
11/12	30,09
1/1	32,82

- текущий полный – максимальный износ зубьев солнечной шестерни относительно исходной эвольвент;

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

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

Значимость парного коэффициента корреляции (r) проверяется на основе t -критерия Стьюдента [8]. Расчёт параметра t выполняется по соотношению:

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

где n – объем 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 $P=0,05$. Выполненный анализ показывает, что у представленных далее данных значимыми следует признать результаты с коэффициентом корреляции $r \geq 0,65$.

Исследовался вибрационный сигнал с вибропреобразователя, установленного на стыке картеров компрессора и вала заднего винта. Его ось чувствительности ориентирована в вертикальном направлении (ось Y). Предварительный анализ с использованием автоспектра, спектральной плотности мощности и спектра максимумов [9] показал, что наибольшие значения коэффициента корреляции для исследуемых зависимостей получены для последнего метода обработки, с помощью которого и были получены представленные далее результаты.

3 Результаты и их обсуждение

Были получены зависимости интенсивностей субгармоник таблицы 1 от величины износа, а также интенсивность n -мерного вектора по одиннадцати субгармоникам. Результаты, имеющие значимые величины коэффициентов корреляции в зависимостях исследованных параметров получены для субгармоники с кратностью 5,47 (интенсивность A_1), 8,21 (A_2), 10,94 (A_3), 19,15 (A_4) и интенсивности n -мерного вектора (d_n) (рисунки 1-5).

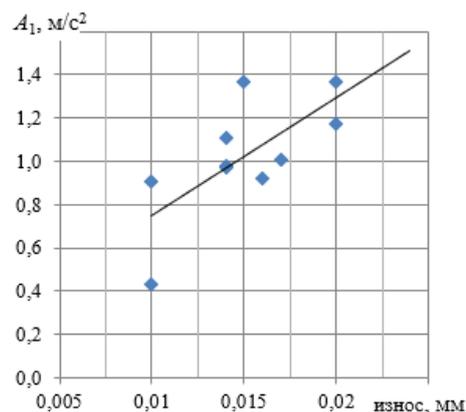


Рисунок 1. Зависимость интенсивности субгармоники с кратностью 5,47 от текущего полного износа, $r=0,70$

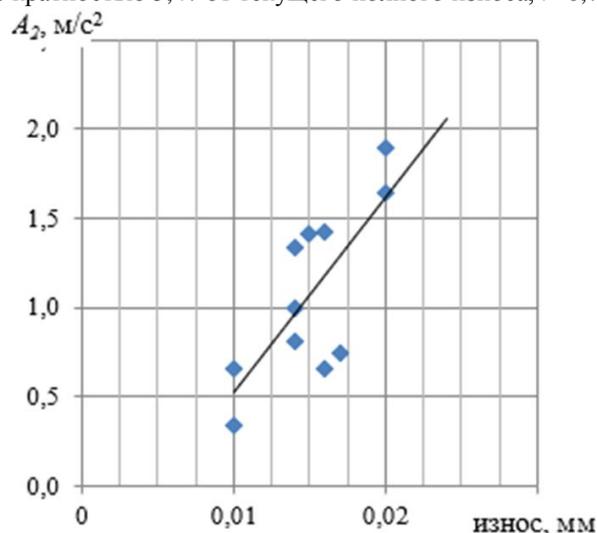


Рисунок 2. Зависимость интенсивности субгармоники с кратностью 8,21 от текущего полного износа, $r=0,75$

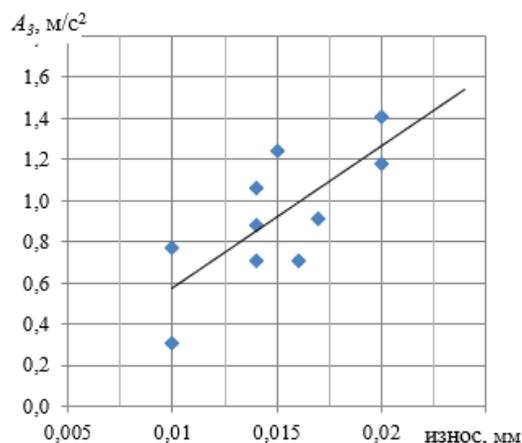


Рисунок 3. Зависимость интенсивности субгармоники с кратностью 10,94 от текущего полного износа, $r=0,75$

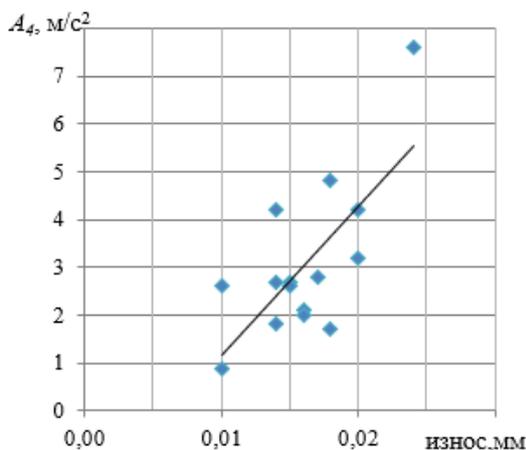


Рисунок 4. Зависимость интенсивности субгармоники с кратностью 19,15 от текущего полного износа, $r=0,75$

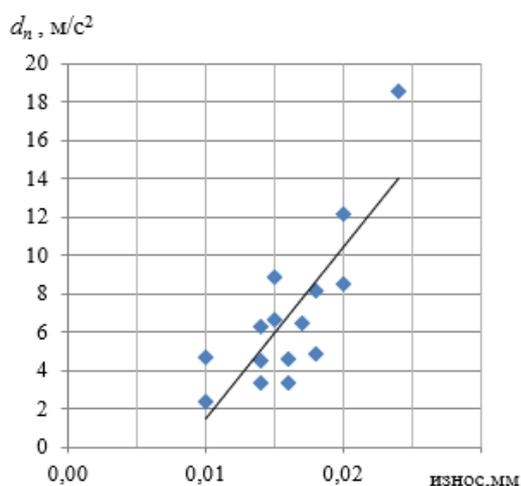


Рисунок 5. Зависимость интенсивности d_n от текущего полного износа, $r=0,80$

Уравнения аппроксимации имеют вид:

- субгармоника с кратностью 5.47
 $y = 54.44x + 0.207$;
- субгармоника с кратностью 8.21
 $y = 109.90x - 0.576$;
- субгармоника с кратностью 10.94
 $y = 68.79x - 0.113$;
- субгармоника с кратностью 19.15
 $y = 312,20x - 1,960$;
- n -мерный вектор $y = 894,400x - 7,450$.

Сравнительный анализ полученных данных показывает, что интенсивность зубцовой гармоники не всегда выше интенсивности субгармоник. Коэффициенты корреляции составляющих с кратностями 8.21 и 10.94 значимо больше, чем для зубцовой составляющей.

Интенсивность кратных гармоник от

зубцовой частоты соизмерима с интенсивностью вибрационного шума.

Таким образом, представленные результаты показывают, что для планетарных редукторов, помимо зубцовых гармоник, информация о дефектах боковых поверхностей их зубьев может содержаться в интенсивности субгармоник от них. Частота первой субгармоники определяется как произведение числа спутников в редукторе на частоту вращения солнечной шестерни в относительном движении. Информативными могут быть как отдельные субгармоники, так и интенсивность n -мерного вектора от них. Субгармоники часто выступают как модулирующие составляющие. Выделение максимумов широкополосной вибрации является первым шагом демодуляции. Поэтому оценку их интенсивности целесообразнее получать в спектре максимумов.

4 Заключение

1. Субгармоники зубцовых планетарных редукторов могут выступать как диагностические признаки дефектов боковых поверхностей зубьев.
2. Оценка их интенсивности целесообразно получать по спектру максимумов широкополосной вибрации.

Список использованных источников

[1] Курушин М. И., Балякин В. Б., Курушин А. М. Экспериментальные исследования причин возбуждения колебаний элементов турбовинтового двигателя с дифференциальным редуктором // Известия Самарского центра РАН. 2014. Т.16, №4. С.132-136.

[2] Журавлев В. Н., Единолич А. Б., Панченков А. В. Математическая модель эксплуатационной кинематометрии зубчатых передач газотурбинных двигателей // Системные технологии. 2014. №5 (94). С. 37-46.

[3] Чуйко В. М. Ивченко – стратег, организатор, учёный, конструктор // Конверсия в машиностроении. 2004. №4. С. 103-106.

[4] Неразрушающий контроль: Справочник в 7 Т., Т. 7. кн. 2. Вибродиагностика. Под ред. В. В. Клюева. М.: Машиностроение, 2005. 828 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] Крючков А. Н., Плотников С. М., Сундуков А. Е., Сундуков Е. В., Имитационная модель колебаний пары «солнечная шестерня – сателлиты» планетарного редуктора турбовинтового двигателя при наличии дефектов на боковых поверхностях зубьев // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2019. Том 18, №4. С. 87-95. DOI: 10.18287/2541-7533-2019-18-4 87-95

[7] 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. DOI: 18287/2341-7533-2020-19-4070-79.

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

[9] 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). С. 90 – 93.

TOOTH HARMONICS IN THE VIBRATION DIAGNOSTICS OF GEAR TOOTH WEAR IN A GAS TURBINE ENGINE

A.E. Sundukov

Turbina SK, LLC,
Finskaya st. 96, of.1, Samara, 443011,
Russian Federation,
sundukov@mail.ru

E.V. Shakhmatov

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

Vibration diagnostics in the most effective non-destructive method for testing technical condition of rotor machines. A widely used diagnostic indicator of gear defects is the intensity of the n-dimensional vector from a series of tooth harmonics. For planetary gearboxes of aircraft engines, the higher harmonics intensity is often commensurate with the vibration noise intensity, which reduces the effectiveness of its application. On the example of the tooth flank wear in NK-12 engine differential gearbox, we have demonstrated the possibility of diagnosing this defect based on the intensity of tooth subharmonics.

Keywords: *planetary gearbox; tooth wear; vibration diagnostic; tooth subharmonics*

References

- [1] Kurushin, M.I., Balyakin, V.B., Kurushin, A.M. Experimental Study of Reasons for the Vibration Excitation in Elements of a Turboprop Engine with a Differential Gearbox. In: Proceedings of the Samara Center of the Russian Academy of Sciences. 2014. Vol. 16. No. 4. Pp. 132–136.
- [2] Zhuravlev, V.N., Edinovich, A. B., Panchenkov, A.V. Mathematical Simulation of the Operational Gear Kinematometry of Gas Turbine Engines. In: System Technology. 2014. No. 5 (94). Pp. 37–46.
- [3] Chuyko, V.M. Ivchenko: Strategist, Organizer, Scientist, Designer. In: Conversion in Mechanical Engineering. 2004. No. 4. Pp. 103–106.
- [4] 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.
- [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] Kryuchkov, A.N., Plotnikov, S.M. A.E. Sundukov, E.V. Sundukov, Simulation Model of Oscillations of the "Sun Gear – Satellites" Pair in the Planetary Gearbox of a Turboprop Engine in the Presence of Defects on Tooth Flanks. In: Proceedings of the Samara University. Aerospace Engineering, Technology, and Mechanical Engineering. 2019. Vol. 18. No. 4. Pp. 87–95 DOI: 10.18287/2541-7533-2019-18-4 87-95
- [7] A.E. Sundukov. Study of the Vibration Component Characteristics in a Gas Turbine Engine Causing Fatigue Failures of its Structural Elements. In: Samara University Bulletin. Aerospace engineering, technology and mechanical engineering. 2020. Vol. 19, №4. Pp. 70 - 79. DOI: 18287/2341-7533-2020-19-4070-79.
- [8] Sokolov, G.A., Sagitov, R.V. Introduction to the Regression Analysis and Design of Regression Experiments in Economics. 2010. – Moscow: INFRA, 208 p.
- [9] A.E. Sundukov, E.V. Sundukov. Study of the Vibration State of Rolling Bearings in the Process of Their Wear. Experimental Data Analysis Based on the Maxima Spectrum. In: Proceedings of the Samara State Aerospace University named after Academician S.P. Korolev. 2006. No. 2(10). Pp. 90–93.