

ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК СОСТАВЛЯЮЩЕЙ ВИБРАЦИИ РЕДУКТОРА ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ, ВЫЗЫВАЮЩЕЙ УСТАЛОСТНЫЕ ПОЛОМКИ ЭЛЕМЕНТОВ ЕГО КОНСТРУКЦИИ ПРИ ИЗНОСЕ БОКОВЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ЗУБЬЕВ

© 2020

А. Е. Сундуков кандидат технических наук, технический директор;
ООО «Турбина СК», г. Самара;
sunduckov@mail.ru

В работе представлен анализ составляющей вибрации дифференциального редуктора турбовинтового двигателя НК-12МП, которая генерируется износом боковых поверхностей зубьев пары «солнечная шестерня – сателлиты» и при определённых значениях её интенсивности может вызывать усталостную поломку элементов конструкции двигателя. Определён комплекс диагностических признаков на базе данной составляющей. Показано, что её интенсивность максимальна на стационарном режиме работы двигателя, имеющего наибольшую наработку в условиях эксплуатации. Выявлена большая информативность данных, полученных по спектру максимумов по сравнению с данными автоспектра. Предложенный комплекс диагностических признаков, на базе рассматриваемой составляющей, позволяет успешно контролировать техническое состояние дифференциального редуктора по дефектам «износ боковых поверхностей его зубьев».

Газотурбинный двигатель; планетарный редуктор; износ боковых поверхностей зубьев; диагностические признаки

Цитирование: 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

Введение

Рядом работ показано, что износ боковых поверхностей зубьев планетарных редукторов газотурбинных двигателей приводит к генерации колебаний, вызывающих усталостные поломки элементов их конструкций [1 – 4]. Исследования, выполненные на двигателе НК-12МП с дифференциальным редуктором, позволили установить, что эти колебания происходят на гармонике с кратностью 19,148 ($f_{изн}$) в абсолютном движении или 21 – в относительном [1]. Данная составляющая принадлежит ряду, генерируемому редуктором, при появлении дефектов в зубчатом зацеплении пары «солнечная шестерня – сателлиты» в предложенной ранее имитационной модели [5]. Исследования динамики упругой системы: компрессор, редуктор, воздушные винты показывают, что двигатель представляет собой единую взаимосвязанную упругую динамическую систему, возбуждающую параметрические резонансы, неустойчивость и крутильные колебания [6 – 8]. Работа редуктора осуществляется в широком диапазоне изменения нагрузок и частот вращения ротора, значительная часть наработки осуществляется на переходных режимах работы (приёмистость, сброс, переход с режима на режим). В этих случаях необходим подробный анализ исследуемой составляющей с использованием всего диапазона рабочих режимов эксплуатации двигателя с привлечением широкого спектра методов обработки процессов.

Методы решения

Исследование составляющей $f_{изн}$ выполнено по вибропреобразователям, установленным на передней опоре двигателя (место постановки «штатных» при оценке вибро-состояния двигателя в нормируемом диапазоне частот) и на картере вала заднего винта (ВЗВ). Оценивание зависимостей $f_{изн}$ от величины износа проводилось для его четырёх вариантов:

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

При анализе использовались: результаты следящего анализа, данные автоспектра и спектра максимумов [9], соответствующие им n -мерные вектора, взаимные характеристики, ширина исследуемой спектральной составляющей, параметры частотной (ЧМ) и амплитудной (АМ) модуляций.

Результаты и их обсуждение

Был выполнен следящий анализ составляющей $f_{изн}$ на режиме приёмистость с целью выявления частот вращения ротора (f_p), соответствующих её максимальному уровню (A). Полученные данные представлены в табл. 1.

Таблица 1. Частоты вращения ротора, соответствующие максимальной интенсивности $f_{изн}$

Износ 4, мм	0,018	0,021	0,024	0,026	0,026	0,027	0,030	0,032	0,034	0,036	0,036
f_p , Гц	139,0	130,0	138,1	138,	139,3	139,0	139,0	135,3	136,0	135,3	136,0

Максимальный коэффициент корреляции (r) между исследуемыми параметрами не превышал 0,40. Анализ данных табл. 1 показывает, что наибольший уровень составляющей может быть реализован на любом стационарном режиме работы двигателя, начиная с 0,4 номинала.

Анализ соответствующих уровней на стационарных режимах работы двигателя показал, что её максимальное значение реализуется на режиме 0,85 номинала. Именно на нём обеспечивается основная наработка двигателя в условиях эксплуатации и для него выполнен весь дальнейший анализ применительно к стационарным режимам. На рис. 1, 2 представлены соответствующие зависимости интенсивности от величины износа.

Здесь и везде далее приводятся данные для случая $r \geq 0,70$. Соответствующие уравнения аппроксимации и величины параметра r имеют вид:

$$y = 63867x^2 - 1289x + 10,26, \quad r = 0,74,$$

$$y = 19962x^2 - 399,6x + 3,733, \quad r = 0,75.$$

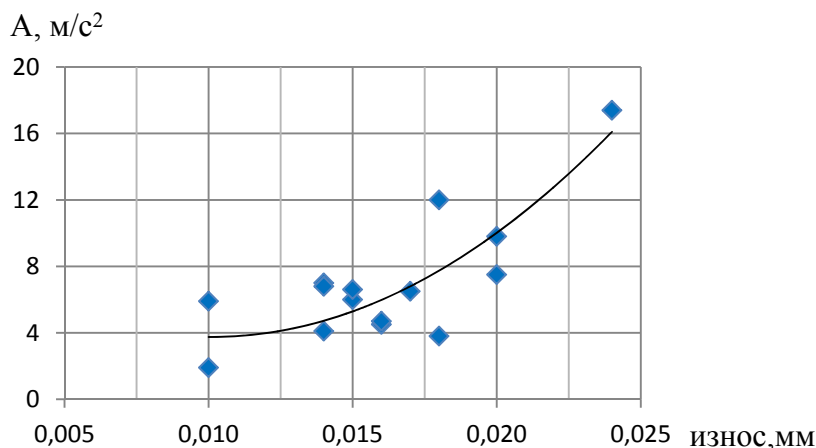


Рис. 1. Зависимость интенсивности (♦) составляющей $f_{изн}$ по автоспектру от износа 2

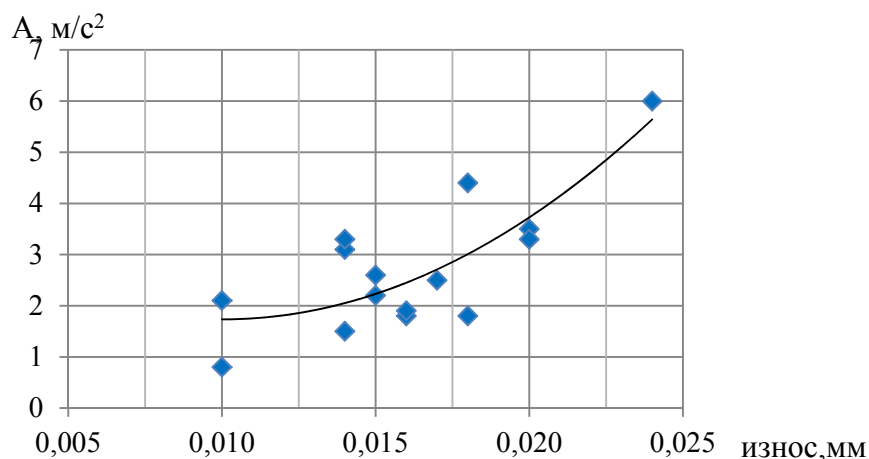


Рис. 2. Зависимость интенсивности (♦) составляющей $f_{изн}$ по спектру максимумов от износа 2

На основе статистики отремонтированных двигателей был выполнен расчёт норм в соответствии с действующей нормативной документацией [10]. Расчётные значения составили: для данных по автоспектру – 15,60 м/с², для спектра максимумов – 6,67 м/с². Для обоих случаев превышение рассчитанных норм получено для двигателя, на котором выявлена усталостная поломка на пере рабочей лопатки третьей ступени компрессора. Был выполнен анализ интенсивности составляющих ряда с шагом $3f_p^*$ предложенной имитационной модели вибрации на режиме работы двигателя «приёмистость» (здесь 3 – число сателлитов редуктора, f_p^* – частота вращения ротора ТК в приведённом движении). Соответствующие данные представлены в табл. 2. Здесь кратность – отношение частоты исследуемой составляющей к частоте вращения ротора турбокомпрессора (ТК) в абсолютном движении.

Таблица 2. Параметры гармоник ряда с шагом $3f_p^*$

Кратность	2,74	5,47	8,21	10,94	13,687	16,41	19,15	21,88	24,629	27,35	30,09	32,83
A, 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
f_p , Гц	139	128	112	139	130	139	138	144	112	135	140	136

Из представленных данных видно, что наибольшие уровни отмечаются для составляющей $f_{изн}$ и гармоники с кратностью 21,88. При этом максимальная интенсивность последней реализуется при забросе оборотов вращения ротора ТК (максимальная частота вращения ротора ТК на стационарных режимах работы двигателя не превышает 139 Гц), а $f_{изн}$ – на частоте, соответствующей стационарному режиму. Следовательно можно заключить, что наибольшую потенциальную опасность представляют колебания с частотой $f_{изн}$.

Были рассчитаны интенсивности n -мерных векторов (A_{Σ}) по пяти составляющим ряда с шагом $f_{изн}$. Соответствующие данные представлены на рис. 3, 4.

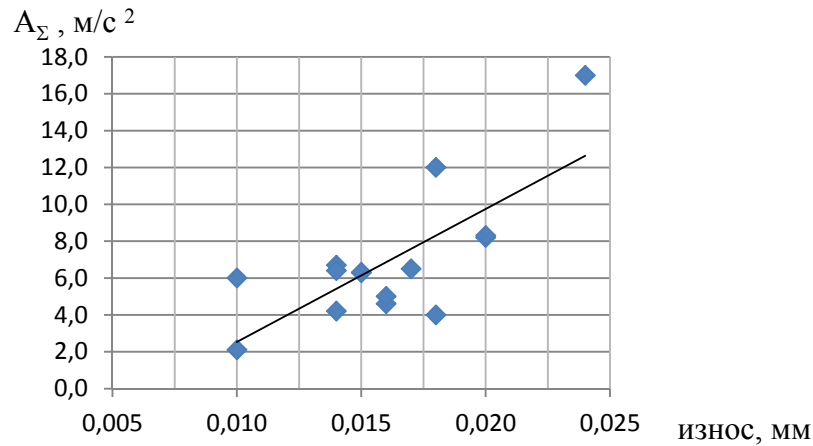


Рис. 3. Зависимость интенсивности (\blacklozenge) n -мерного вектора от износа 2 по данным автоспектра

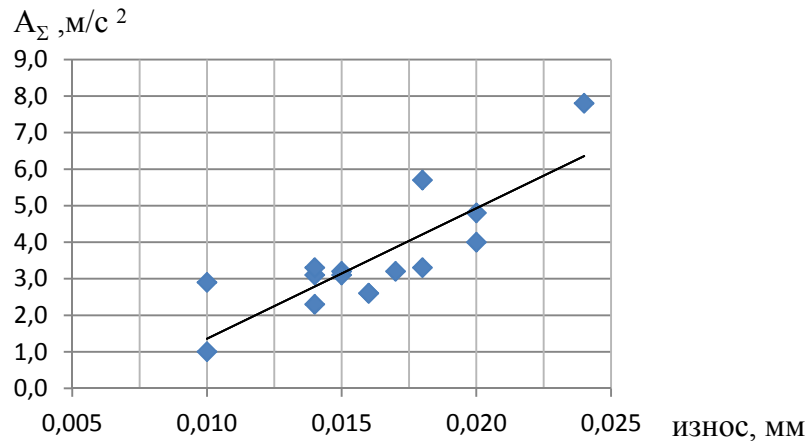


Рис. 4. Зависимость интенсивности (\blacklozenge) n -мерного вектора от износа 2 по данным спектра максимумов

Соответствующие уравнения аппроксимации и величины параметра r имеют вид:

$$y = 721,6x - 4,688, \quad r = 0,76,$$

$$y = 357,0x - 2,21, \quad r = 0,83.$$

Расчёт величины A_{Σ} выполнен по соотношению

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

здесь A_i – i -я составляющая ряда, n – число составляющих.

Расчёт норм дал следующие результаты: по автоспектру составляет 14,82 м/с², по спектру максимумов составляет 7,28 м/с². Здесь также превышение норм отмечается для двигателя с полomкой. Как видно из представленных данных, расчёт с использованием спектра максимумов обеспечивает получение большей величины коэффициента корреляции, особенно для величины n -мерного вектора.

Рассматриваемая компонента уверенно идентифицируется по вибропреобразователям, установленным как на передней опоре двигателя, так и на картере вала заднего винта. Подтверждением этого является высокий коэффициент корреляции модуля взаимного спектра и функции когерентности, полученные по датчикам, установленным в вышеотмеченных местах. Соответствующие данные представлены на рис. 5, 6.

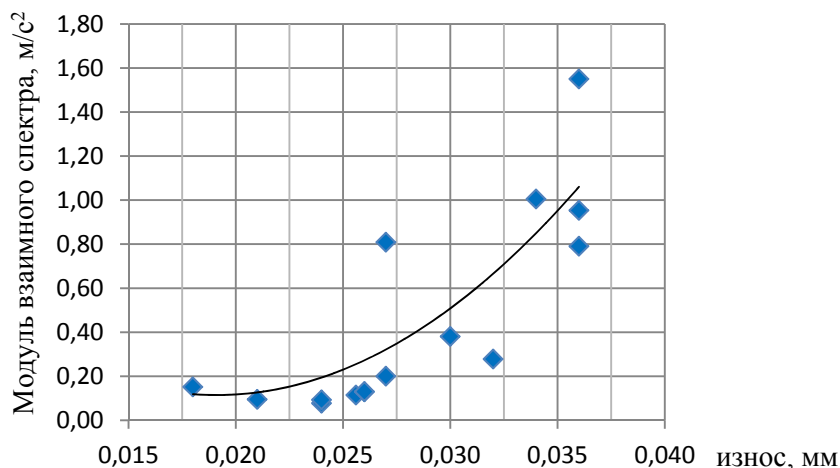


Рис. 5. Зависимость модуля взаимного спектра (♦) от износа 4

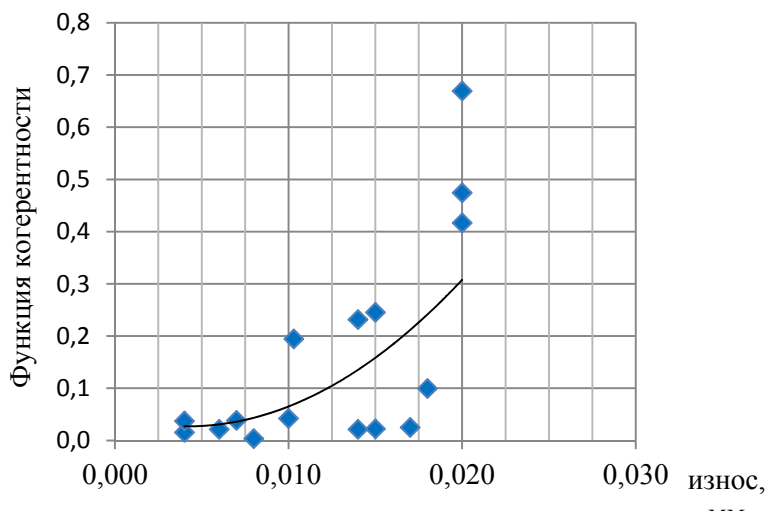


Рис. 6. Зависимость функции когерентности (♦) от износа 2

Соответствующие уравнения аппроксимации и величины параметра r имеют вид:

$$y = 3311x^2 - 126,4x + 1,322, \quad r = 0,79,$$

$$y = 1121x^2 - 9,357x + 0,046, \quad r = 0,72.$$

Рост степени износа боковых поверхностей зубьев должен привести к увеличению ширины исследуемой спектральной составляющей. Оценивалось её максимальное значение (Δ_{\max}), которое определялось в нижней части спектральной составляющей по точкам пересечения справа и слева её огибающей с уровнем вибрационного шума. Для уменьшения его влияния анализ выполнялся в режиме спектральной плотности мощности. Соответствующие данные представлены на рис. 7, 8.

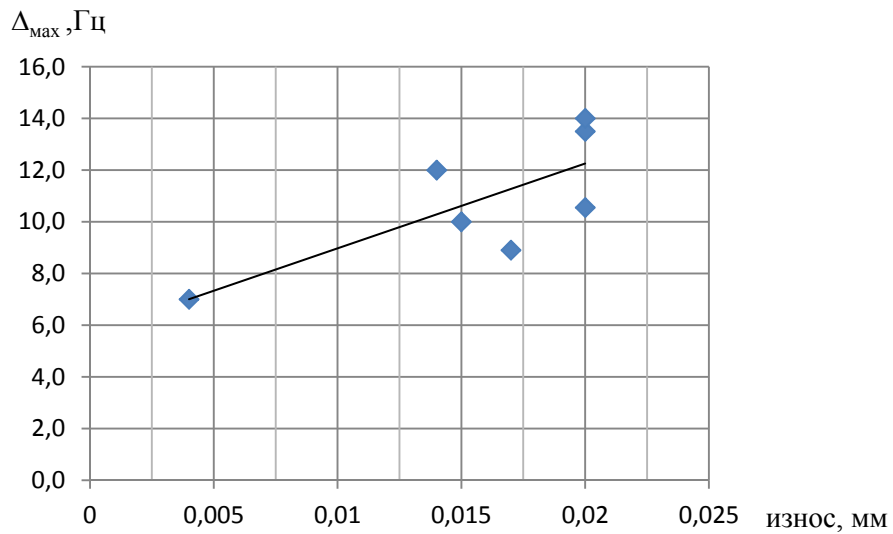


Рис. 7. Зависимость Δ_{\max} (♦) от износа 1

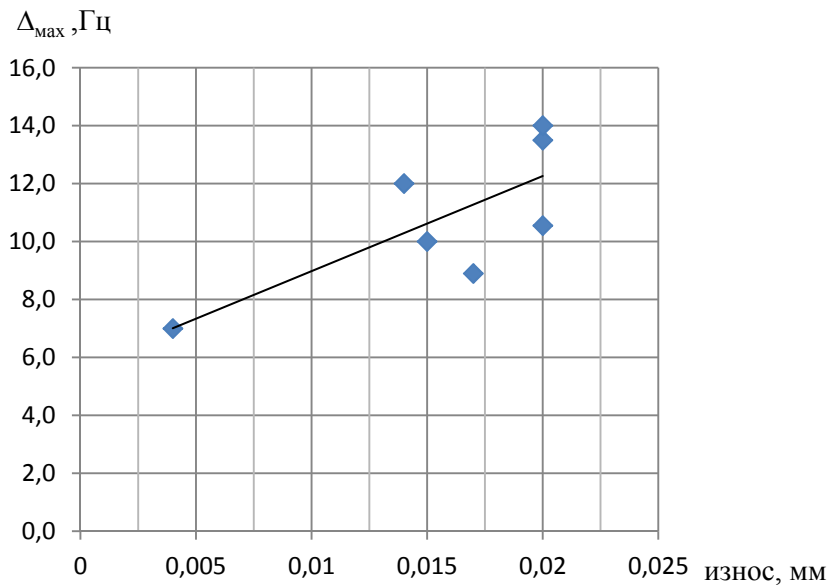


Рис. 8. Зависимость Δ_{\max} (♦) от износа 4

Соответствующие уравнения аппроксимации и величины параметра r имеют вид:

$$y = 328,2x + 5,692, \quad r = 0,75,$$

$$y = 395,3x - 1,496, \quad r = 0,86.$$

Меньшее значение количества точек на рис. 7, 8 связана с использованием спектральной плотности мощности, при которой интенсивность дискретных составляющих существенно снижается, что не позволяет уверенно определить ширину компоненты для всех ранее рассмотренных вариантов износа.

Ниже представлены результаты оценки параметров ЧМ и АМ исследуемой составляющей. Соответствующие данные представлены на рис. 9, 10. Здесь 15,8 Гц – половинная гармоника от комбинационной составляющей с минимально возможной частотой для исследуемой пары [11].

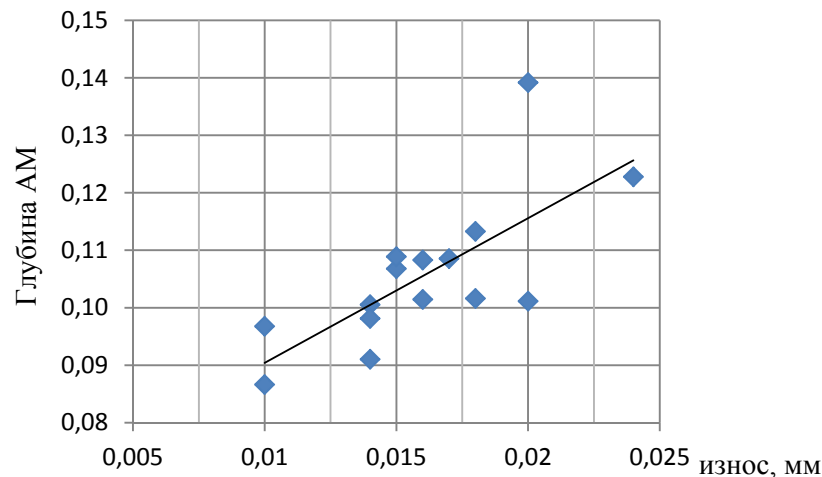


Рис. 9. Зависимость глубины АМ на частоте 15,8 Гц (♦) от износа 2

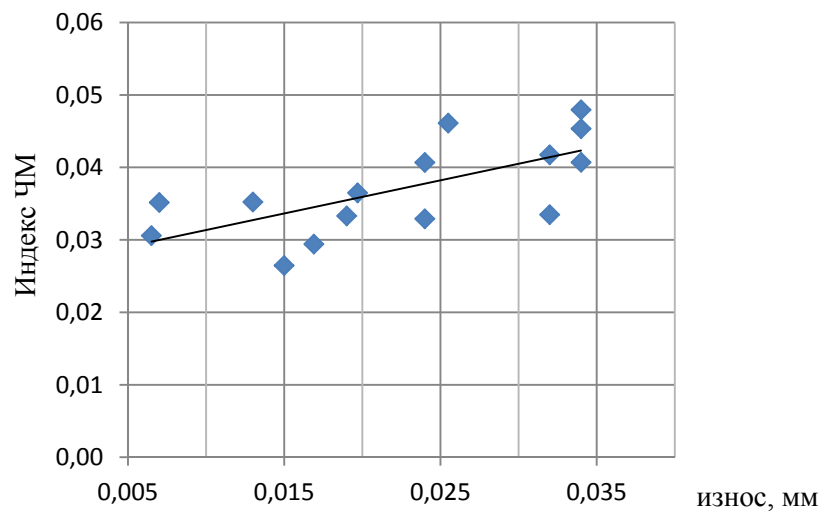


Рис. 10. Зависимость индекса ЧМ на частоте $2f_p$ (♦) от износа 3

Соответствующие уравнения аппроксимации и величины параметра r имеют вид:

$$y = 2,516x + 0,065, \quad r = 0,73,$$

$$y = 0,456x + 0,026, \quad r = 0,68.$$

В результате выполненного анализа установлено:

- интенсивность составляющей $f_{изн}$ и n -мерный вектор от её гармоник связаны с величиной износа нелинейными зависимостям как для данных по автоспектру, так и по спектру максимумов;
- спектр максимумов обеспечивает получение исследуемых зависимостей с большим значением коэффициента корреляции в основном для износа 2;
- с ростом износа существенно увеличивается ширина спектральной составляющей и глубина амплитудной и индекс частотной модуляций.

Заключение

Износ боковых поверхностей зубьев дифференциального редуктора двигателя НК-12МП приводит к генерации колебаний на частоте 21 гармоники в приведенном движении с максимальным уровнем при работе двигателя на режиме 0,85 от номинала, имеющего наибольшую наработку в условиях эксплуатации. Оценку степени развития износа можно выполнять по комплексу диагностических признаков на базе рассматриваемой составляющей. Наибольшей информативностью из рассмотренных признаков обладает интенсивность n -мерного вектора с шагом $f_{изн}$, полученного по данным спектра максимумов.

Библиографический список

1. 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
2. Елисеев Ю.С., Крымов В.В., Нежурин И.П., Новиков В.С., Рыжов Н.М. Производство зубчатых колёс газотурбинных двигателей. М.: Высшая школа, 2001. 493 с.
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. Чуйко В.М. А.Г. Ивченко – стратег, организатор, учёный, конструктор // Конверсия в машиностроении. 2004. № 4. С. 103-106.
5. 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
6. Курушин М.И., Балякин В.Б., Оссала В.Б. Исследование крутильных колебаний ротора турбовинтового двигателя с дифференциальным редуктором // Динамика и виброакустика. 2018. Т. 4, № 2. С. 27-42. DOI: 10.18287/2409-4579-2018-4-2-27-42

7. Курушин М.И., Курушин А.М. Динамическое возбуждение редуктором турбовинтового двигателя // Сб. докладов Объединённой международной научно-технической конференции «Проблемы и перспективы развития двигателестроения в Поволжском регионе» и «Проблемы конструкционной прочности двигателей» (23-25 июня 1999 г., Самара). Вып. 3, ч. 1. Самара: СГАУ, 1999. С. 191-199.

8. Курушин М.И., Осиала В.Б.А., Хоссейн Н. Исследования вынужденных вибраций ротора с перекрытием одно- двухпарного зацепления шестерён редуктора // Вестник транспорта Поволжья. 2019. № 3 (75). С. 28-37.

9. Сундуков А.Е., Сундуков Е.В. Исследования вибрационного состояния подшипников качения в процессе их износа. Анализ экспериментальных данных на базе спектра максимумов // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С.П. Королёва. 2006. № 2 (10), ч. 1. С. 90-93. DOI: 10.18287/2541-7533-2006-0-2-1(10)-90-93

10. ГОСТ Р ИСО 13373-2-2009. Контроль состояния и диагностика машин. Вибрационный контроль состояния машин. Часть 2. Обработка, анализ и представление результатов измерения вибрации. М.: Стандартинформ, 2010. 33 с.

11. Динамические процессы в механизмах с зубчатыми передачами: сб. статей / под ред. М.Д. Генкина, Э.И. Айрапетова. М.: Наука, 1976. 155 с.

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

© 2020

A. E. Sundukov Candidate of Science (Engineering), Engineering Director;
Turbine SK LLC, Samara, Russian Federation;
Sunduckov@mail.ru

The paper presents an analysis of the component of vibration of the NK-12MP turboprop engine differential gearbox that is generated by the wear of the flanks of the teeth of the “sun gear – planet gear assembly” pair and at certain values of its intensity may cause fatigue breakdown of the engine’s structural elements. A complex of diagnostic indicators is determined on the basis of this component. Its intensity is shown to be maximal in steady-state operation of the engine with the greatest run time. The data obtained by the spectrum of maxima are shown to have higher information content as compared to the autospectrum data. The complex of diagnostic indicators proposed on the basis of the component under consideration makes it possible to successfully control the technical condition of the differential gearbox by the defects of “gear tooth flank wear”.

Gas turbine engine; planetary gear reducer; tooth flank wear; diagnostic indicators

Citation: 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. DOI: 10.18287/2541-7533-2020-19-4-70-79

References

1. 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

2. Eliseev Yu.S., Krymov V.V., Nezhurin I.P., Novikov V.S., Ryzhov N.M. *Proizvodstvo zubchatykh koles gazoturbinykh dvigateley* [Production of gear wheels for gas turbine engines]. Moscow: Vysshaya Shkola Publ., 2001. 493 p.
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. Chuyko V.M. A.G. Ivchenko – strategist, organizer, scientist, designer. *Conversion in Mechanical Engineering*. 2004. No. 4. P. 103-106. (In Russ.)
5. 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
6. Kurushin M.I., Balyakin V.B., Ossiala V. Investigation of the torsional vibrations of a rotor turbine engine with a differential reduction gearbox. *Journal of Dynamics and Vibroacoustics*. 2018. V. 4, no. 2. P. 27-42. (In Russ.). DOI: 10.18287/2409-4579-2018-4-2-27-42
7. Kurushin M.I., Kurushin A.M. Dinamicheskoe vozbuzhdenie reduktorom turbovintovogo dvigatelya. *Sb. dokladov Ob"edinennoy mezhdunarodnoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii «Problemy i perspektivy razvitiya dvigatelestroeniya v Povolzhskom regione» i «Problemy konstruktsionnoy prochnosti dvigateley» (June, 23-25, 1999, Samara)*. Iss. 3, part 1. Samara: Samara State Aerospace University, 1999. P. 191-199. (In Russ.)
8. Kurushin M.I., Ossiala V.B.A, Khossein N. Investigation of forced the rotor vibrations with an overlap of one-two pair engagement of pinion gears. *Vestnik Transporta Povolzhya*. 2019. No. 3 (75). P. 28-37. (In Russ.)
9. 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
10. 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.)
11. *Dinamicheskie protsessy v mekhanizmax s zubchatymi peredachami: sb. statey / pod red. M.D. Genkina, E.I. Ayrapetova* [Dynamic processes in geared mechanisms. Collected papers edited by M.D. Genkin, E.L. Airapetov]. Moscow: Nauka Publ., 1976. 155 p.