



Частота совпадения зубьев в вибродиагностике технического состояния редукторов авиационных ГТД

А. Е. Сундуков

кандидат технических наук,
технический директор
ООО «ПКФ «ТСК», г. Самара;
sunduckov@mail.ru

Е. В. Шахматов

академик Российской академии наук, заведующий кафедрой
автоматических систем энергетических установок имени академика
РАН Владимира Павловича Шорина;
Самарский национальный исследовательский университет имени
академика С. П. Королёва, г. Самара;
shakhm@ssau.ru

Работоспособность авиационного ГТД с редуктором во многом определяется техническим состоянием этого узла. Виброакустическая диагностика является наиболее эффективным методом выявления дефектов роторных машин. Общеизвестно, что наиболее информативными диагностическими признаками дефектов зубчатых зацеплений являются интенсивности зубцовой гармоники и её кратных. Однако, в этом случае необходимо проводить виброизмерения в широком частотном диапазоне. На примере дефектов редуктора двигателя НК-12 показано, что использование параметров частоты совпадения зубьев позволяет сократить исследуемый частотный диапазон более чем на два порядка и повысить эффективность диагностики таких дефектов, как износ зубьев и величина бокового зазора.

Ключевые слова: газотурбинный двигатель; редуктор; износ боковых поверхностей зубьев; боковой зазор; частота совпадения зубьев; диагностические признаки

Цитирование: Сундуков, А. Е. Частота совпадения зубьев в вибродиагностике технического состояния редукторов авиационных ГТД / А. Е. Сундуков, Е. В. Шахматов // Динамика и виброакустика. – 2024. – Т. 10, №3. – С. 93-98. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-3-93-98

Введение

Для обеспечения оптимальной частоты вращения воздушных винтов и вентиляторов в авиационных газотурбинных двигателях (ГТД) используются планетарные редукторы. Основными их дефектами являются износ боковых поверхностей зубьев и рост величины бокового зазора. Наибольшее их развитие происходит в паре «солнечная шестерня – сателлиты». Эффективным методом контроля дефектов роторных машин является вибродиагностика [1, 2]. Основная опасность износа боковых поверхностей зубьев редукторов ГТД заключается в генерации высокочастотной вибрации, вызывающей поломки элементов конструкции компрессора [3, 4]. Практика вибродиагностики рассматриваемых дефектов показывает, что основными их диагностическими признаками являются зубцовая гармоника и параметры гармонического ряда от неё [1, 2].

Очевидно, что для рассматриваемых дефектов наиболее эффективными будут диагностические признаки на частоте совпадения максимальных значений дефектов сопрягаемых

зубчатых колес. Следовательно, это признаки на частоте совпадения зубьев (ЧСЗ) [5].

1 Постановка задачи и метод исследований

Указанные выше наиболее распространенные диагностические признаки требуют измерения вибрации в широком диапазоне частот. Частота первой зубцовой гармоники редукторов ГТД составляет несколько килогерц. Использование высших гармоник (рекомендованное их число – 5 [1]) потребует проведения виброизмерений в диапазоне до 20–30 килогерц. Передача высокочастотных колебаний по конструкции двигателя от источника до вибропреобразователя, установленного на стыке картеров редуктора и компрессора, приводит к их существенному затуханию. Описанные обстоятельства существенно усложняют решение задачи вибродиагностики рассматриваемых дефектов редукторов ГТД. Использование параметров ЧСЗ сокращает исследуемый частотный диапазон более чем на два порядка и обеспечивает прохождение используемой вибрации источника до вибропреобразователя практически без затухания.

Величина ЧСЗ определяется по следующему соотношению:

$$ЧСЗ = \frac{f_z * НОМ}{Z_1 * Z_2}$$

где f_z – частота зубцовой гармоники пары; НОМ – наибольший общий множитель в числах зубьев зубчатой пары; Z_1, Z_2 – соответственно число зубьев шестерни и колеса.

Для исследуемого редуктора ГТД НК-12 $f_z \approx 4560$ Гц (начиная с режима 0,4 номинального). Тогда для пары зубчатого зацепления «солнечная шестерня – сателлиты» ЧСЗ равно 31,6 Гц, пары зубчатого зацепления «шестерня вала – эпицикл» – 3,06 Гц.

2 Результаты и их обсуждение

Ниже представлены примеры использования диагностических признаков на ЧСЗ. При этом рассматривались четыре варианта износа:

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

2.1 Диагностические признаки величины износа

На рисунке 1 представлена зависимость глубины амплитудной модуляции (m_I) на частоте 15,8 Гц (0,5 от ЧСЗ). Исследовался узкополосный процесс в полосе $3f_p^* \pm 60$ Гц. Здесь f_p^* – частота вращения солнечной шестерни в приведённом движении.

Уравнение аппроксимации имеет вид $y=2,516x+0,065$, коэффициент корреляции $r=0,73$. Следует отметить, что из всех рассмотренных вариантов износа здесь представлены данные с максимальным значением коэффициента корреляции.

На рисунке 2 приведена зависимость функции когерентности (K_I) на частоте 31,6 Гц по двум вибропреобразователям с осью чувствительности, ориентированной в горизонтальном

направлении. Вибропреобразователи установлены: один на стыке картеров компрессора и редуктора, другой на картере редуктора.

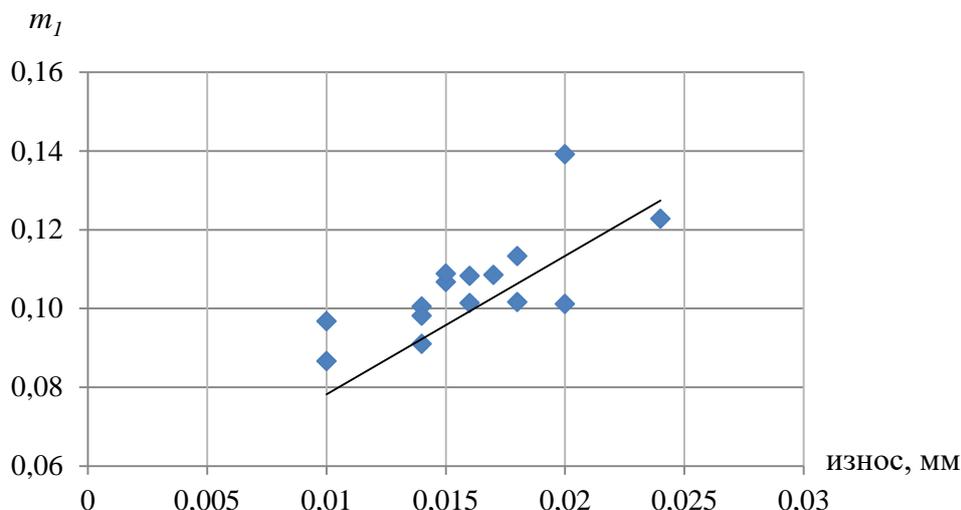


Рисунок 1 – Зависимость m_1 от величины износа 2

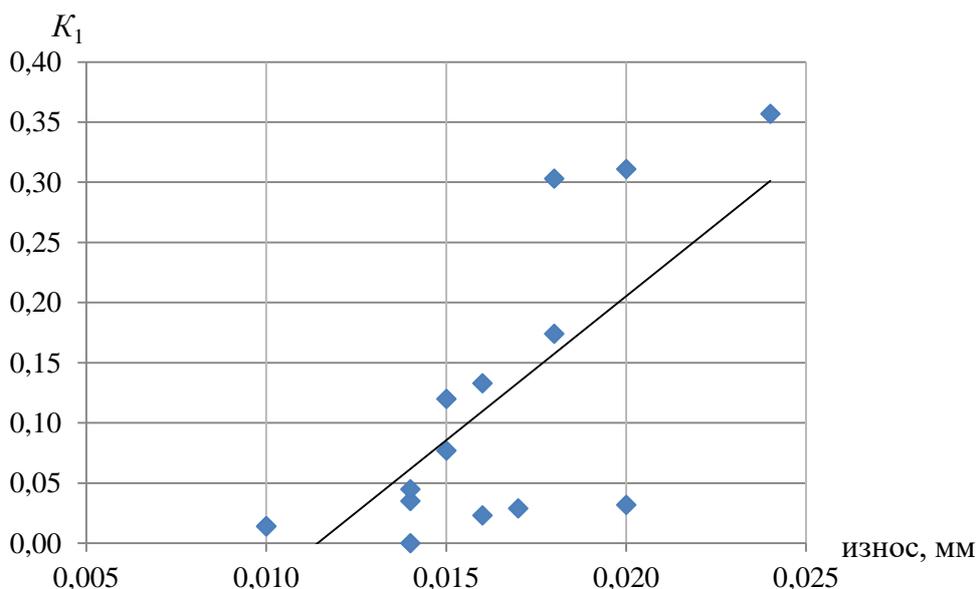


Рисунок 2 – Зависимость K_1 от величины износа 2

Уравнение аппроксимации имеет вид $y=23,22x-0,257$, $r=0,69$.

Представленные данные показывают, что максимальные значения коэффициента корреляции получены для случая максимального износа солнечной шестерни относительно исходной эвольвентограммы.

2.2 Диагностические признаки величины бокового зазора

На рисунках 3, 4 представлены зависимости индекса частотной модуляции ($ЧМ$) на частотах 0,5 ЧСЗ и ЧСЗ соответственно $\nu_{Б1}, \nu_{Б2}$. Исследовался узкополосный процесс около зубцовой гармоники пары «солнечная шестерня – сателлиты».

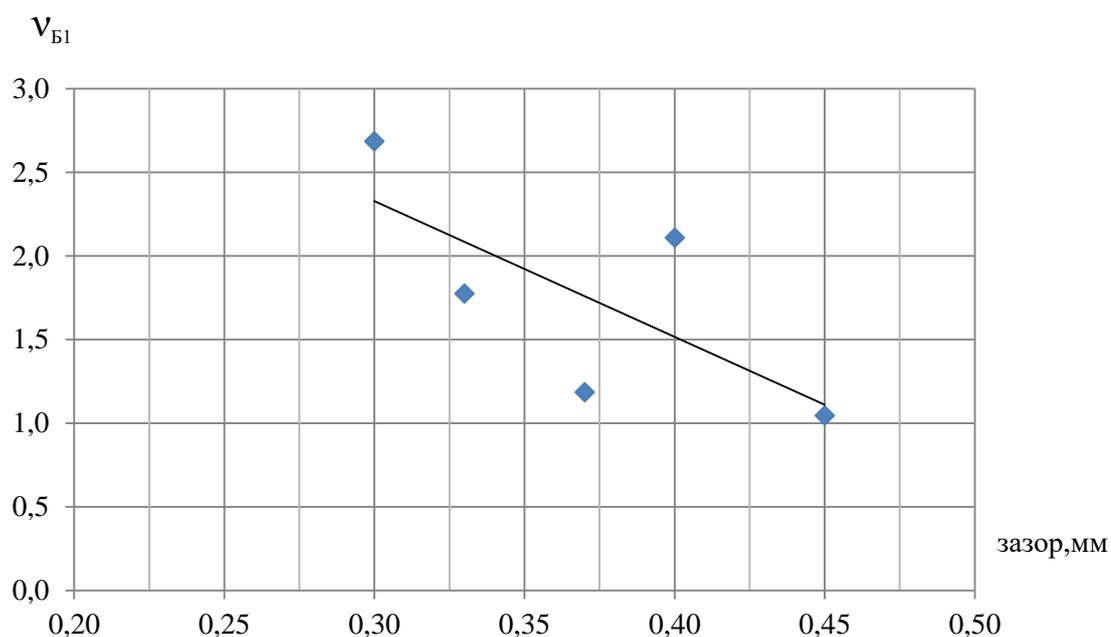


Рисунок 3 – Зависимость индекса ЧМ от величины бокового зазора, $r=0,71$

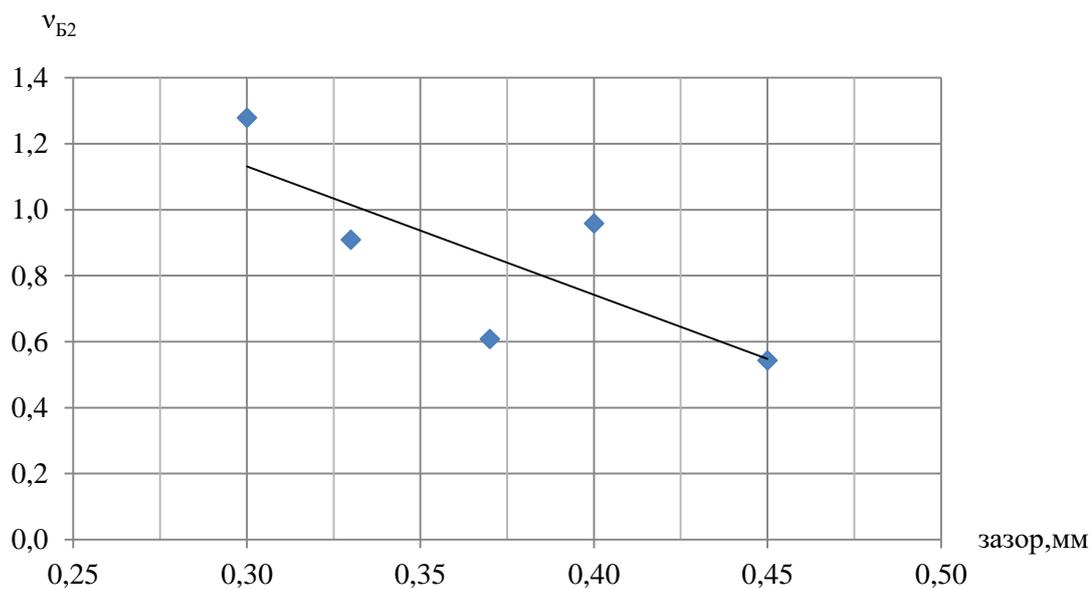


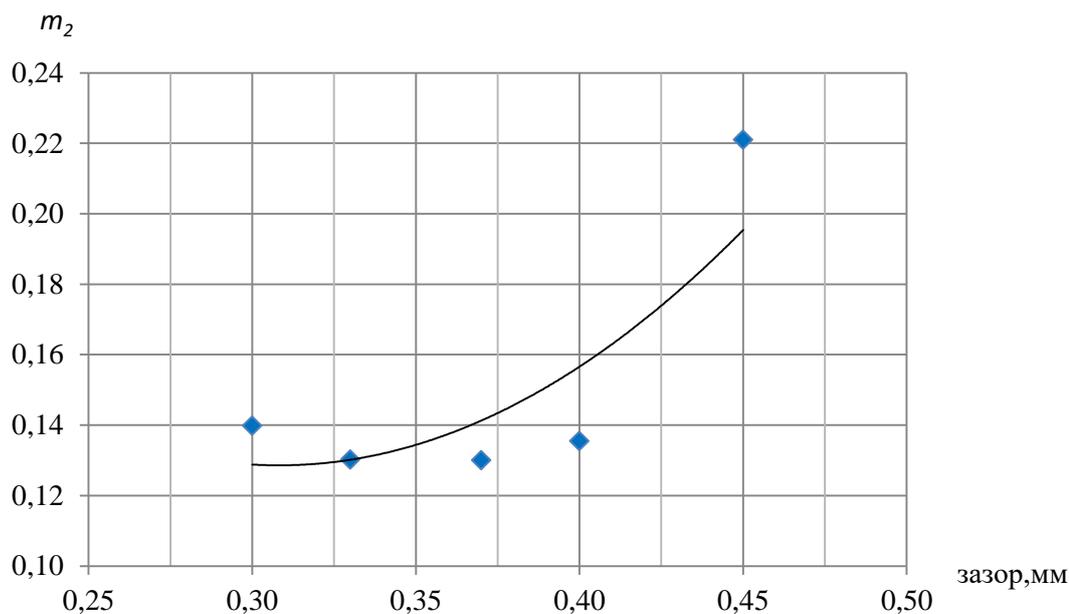
Рисунок 4 – Зависимость индекса ЧМ от величины бокового зазора, $r=0,77$

Уравнения аппроксимации соответственно имеют вид:

$$y = -8,1134x + 4,761,$$

$$y = -3,887x + 2,337.$$

На рисунке 5 представлена зависимость глубины амплитудной модуляции (m_2) на ЧСЗ пары «шестерня вала – эпицикл» от величины бокового зазора зубчатого зацепления.

Рисунок 5 – Зависимость m_2 от величины бокового зазора, $r=0.73$

Уравнение аппроксимации имеет вид: $Y=3,375x^2-2,044x+0,443$.

Как видно из рисунка 5, состояние зацепления пары «шестерня вала–эпицикл» оказывает влияние на вибрационные составляющие пары «солнечная шестерня – сателлиты». Это указывает на взаимное влияние этих пар на их вибрационное состояние. Следует отметить, что зависимости характеристик ЧСЗ от уровня исследуемых дефектов, как правило, имеют более высокое значение коэффициента корреляции по сравнению с другими диагностическими признаками.

Заключение

Использование параметров частоты совпадения зубьев в вибродиагностике величин износа и бокового зазора в планетарных редукторах ГТД позволяет сократить более чем на два порядка исследуемый частотный диапазон по сравнению с анализом зубцовых гармоник.

Список использованных источников

1. Генкин, М. Д. Виброакустическая диагностика машин и механизмов / М. Д. Генкин, А. Г. Соколова. – Москва : Машиностроение, 1988. – 288 с.
2. Курушин, М. И. Экспериментальные исследования причин возбуждения колебаний элементов турбовинтового двигателя с дифференциальным редуктором / М. И. Курушин, В. Б. Балякин, А. М. Курушин // Известия Самарского центра РАН. – 2014. – Т. 16, №4. – С. 132–136.
3. Балицкий, Ф. Я. Неразрушающий контроль. Справочник в 7 т. Т. 7, кн. 2 Вибродиагностика / Ф. Я. Балицкий, А. В. Барков, Н. А. Баркова ; под общ. ред. В. В. Клюева. – Москва : Машиностроение, 2005. – 829 с.
4. Основы виброакустической диагностики машинного оборудования: учебное пособие / В. Н. Костюков, А. П. Бойченко, С. Н. Бойченко, Е. В. Тарасов. – Омск: НТЦ «Динамика», 2007. – 286 с.
5. Совершенствование методов вибродиагностики износа зубьев шестерён дифференциального редуктора турбовинтового двигателя / А. А. Авраменко, А. Н. Крючков, С. М. Плотников, Е. В. Сундуков, А. Е. Сундуков // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технология и машиностроение. – 2018. – Т.17, №3. – С. 16-26.

Teeth matching frequency in vibration diagnostics of technical condition of aviation gas turbine engine gearboxes

A. E. Sundukov | Candidate of Science (Engineering), Technical Director;
PKF TSK, Samara, Russian Federation;
sundukov@mail.ru

E. V. Shakhmatov | Academician of the Russian Academy of Sciences, Head of
the Department of Power Plant Automatic Systems named
after Academician of the Russian Academy of Sciences
Vladimir Pavlovich Shorin;
Samara National Research University, Samara, Russian
Federation;
shakhm@ssau.ru

The performance of an aviation gas turbine engine with gearbox is largely determined by the technical condition of this unit. Vibroacoustic diagnostics is the most effective method for identifying defects in rotary machines. It is generally recognized that the most informative diagnostic signs of gearing defects are the intensity of tooth harmonic and its multiples. However, in this case it is necessary to carry out vibration measurements in a wide frequency range. On the example of defects of the NK-12 engine gearbox we have shown that the use of the parameters of teeth matching frequency can reduce the frequency range under study by more than two orders of magnitude and improve efficiency of diagnostics of such defects as teeth wear and backlash.

Keywords: gas turbine engine; gearbox; tooth flank wear; backlash; teeth matching frequency; diagnostic signs

Citation: Sundukov, A. E. and Shakhmatov, E. V. (2024), "Teeth matching frequency in vibration diagnostics of technical condition of aviation gas turbine engine gearboxes", *Journal of Dynamics and Vibroacoustics*, vol. 10, no. 3, pp. 93-98. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-3-93-98. (In Russian; abstract in English).

References

1. Genkin, M. D. and Sokolova, A. G. (1988), *Vibroacoustic Diagnostics of Machines and Mechanisms*, Mechanical Engineering Publ., Moscow, 288 p.
2. Kurushin, M. I., Balyakin, V. B. and Kurushin, A. M. (2014), "Experimental Studies of the Causes of Excitation of Vibrations in Turboprop Engine Elements with a Differential Gearbox", *Izvestia of Samara Scientific Center of the Russian Academy of Sciences*, vol. 16, no. 4, pp. 132–136.
3. Balitskiy, F.Ya., Barkov, A. V. and Barkova, N. A. (2005), *Non-Destructive Testing: Reference Book in 7 Volumes. Vol. 7, b. 2. Vibration Diagnostics*, in Klyuev, V. V. (ed.), Mechanical Engineering Publ., Moscow, 829 p.
4. Kostyukov, V. N., Boychenko, A. P., Boychenko, S. N. and Tarasov, E. V. (2007), *Basics of Vibroacoustic Diagnostics of Machinery Equipment*, "Dynamics" Scientific and Technical Center, Omsk, 286 p.
5. Avramenko, A. A., Kryuchkov, A. N., Plotnikov, S. M., Sundukov, E. V. and Sundukov, A. E. (2018), "Improving the Methods of Vibration Diagnostics of Wear of Gear Teeth in the Differential Gearbox of a Turboprop Engine", *Vestnik of Samara State University. Aerospace Engineering, Technology, and Mechanical Engineering*, vol. 17, No.3, pp. 16–26.