

В.Н. ЖУРАВЛЁВ, д.т.н., зам. нач. управления информационных технологий ГП "Ивченко-Прогресс", Запорожье;
А.Б. ЕДИНОВИЧ, ведущий конструктор отдела зубчатых передач НИО ГП "Ивченко-Прогресс";
А.В. ПАПЧЁНКОВ, зам. технического директора по новым изделиям АО "Мотор Сич", Запорожье;
А.В. КОРНЕЙЧУК, начальник бригады отдела зубчатых передач НИО ГП "Ивченко-Прогресс"

ВИБРОКИНЕМАТОМЕТРИЯ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Решена задача вибродиагностики зубчатых передач, в том числе, газотурбинных двигателей, методом кинематометрии. Разработана и апробирована математическая модель фазовой модуляции сигнала вибраций зубчатой передачи, параметры которой чувствительны к величине линейной деформации зуба в процессе передачи крутящего момента. Адекватность модели проверялась в процессе анализа сигнала датчика поперечных горизонтальных вибраций ведущей шестерни заднего редуктора двигателя ТВЗ – 117ВМА – СБМ1. Результаты экспериментальных исследований позволяют прогнозировать адекватность математической модели не хуже 0,9.

Ключевые слова. Газотурбинные двигатели, вибродиагностика, зубчатые передачи, кинематическая погрешность.

1. Введение. Постановка задачи. Эффективным направлением эксплуатационного технического диагностирования наиболее напряжённых узлов – зубчатых передач редукторов газотурбинных двигателей (ГТД), являются методы анализа сигнала вибраций корпуса двигателя. Традиционные методы вибродиагностики преимущественно основываются на спектральном разложении сигналов с информационным анализом амплитудного спектра преобразования Фурье либо спектральной плотности мощности [1]. Операции интегрирования (либо свёртки) нестационарного сигнала вибраций на интервале длительности окна анализа определяют большую дисперсию информационных параметров во временной и частотной областях. Вследствие этого, при решении задачи диагностирования, наблюдается неудовлетворительная чувствительность спектральных моделей к сигналам зарождающихся дефектов зубьев, которые имеют малую амплитуду и большую скважность на временном интервале анализа. Статистические методы обработки, применяемые для анализа дефектов зубчатых передач редукторов вертолётов [2], не локализованы в спектральной области, что определяет их пороговую чувствительность к зарождающимся дефектам и неудовлетворительную чувствительность к помехам на интервале окна анализа.

Таким образом, важной и актуальной задачей современного двигателестроения является разработка эффективных методов эксплуатационного диагностирования зубчатых передач [3], позволяющих более надёжно выделить в сигнале вибраций корпуса двигателя признаки отклонения характеристик деталей редуктора от штатного состояния и дополнить автоматическую систему анализа технического состояния роторных деталей ГТД пятого и шестого поколений. Своевременная локализация и устранение отклонений характеристик деталей позволят увеличить надёжность, уменьшить затраты на ремонты и улучшить акустические параметры ГТД.

© В.Н. Журавлёв, А.Б. Единович, А.В. Папчёнков, А.В. Корнейчук, 2015

2. Анализ физической и математической модели процесса вибраций зубчатых передач. В приложении к авиационным редукторам традиционно [4] предполагается, что зубья, которые перекатываются по эвольвенте профиля поверхности, не создают существенных локализаций контактных нагрузок, и сигнал $s_z(t)$ зубцовых вибраций описывается гармонической моделью $s_z(t) = A \cos(\omega_z t + \varphi_0)$, где: A – амплитуда колебаний виброперемещения, ω_z – круговая зубцовая частота, φ_0 – в общем случае начальная фаза. Как ограниченная модели принимается, что роторная частота постоянна $\omega_r = \text{const}$, вследствие этого постоянна и зубцовая $\omega_z = \text{const}$ частота. Редуцируемый момент не изменяется во времени $A_z = \text{const}$, начальная фаза принимается равной нулю $\varphi_0 = 0$. Дополним анализ физического процесса передачи крутящего момента парой зубьев и параметров поверхностей с максимальной контактной нагрузкой [5].

В течение одного цикла перезацепления жесткость пары зубьев, участвующих в передаче крутящего момента, изменяется несколько раз, при этом происходит изгибная деформация зубьев в упругой области с соответствующим изменением шагов зацепления. Это, в свою очередь, может привести к пластической деформации в зоне двухпарного зацепления. В процессе деформации в течение времени фронта нарастания деформации t_ϕ происходит изменение мгновенной частоты $\Delta\omega_z(t), t \in t_\phi$, что приводит к изменению кинетической энергии шестерни $\Delta E_\omega = J\Delta\omega_r^2 / 2$, где J – приведённый момент инерции шестерни, и инициирует момент импульса $M = J\Delta\omega_r$. Последний порождает импульс вибрации $\bar{P} = m\langle\Delta\bar{v}\rangle$ с энергией $\Delta E_v = m\langle\Delta v\rangle^2 / 2$, где: m – активная масса шестерни, $\langle v \rangle$ – усреднённая на интервале t_ϕ скорость деформации зуба. Сигнал $s_z(t) \approx \Delta E_v(t)$ пропорциональный энергии пересопряжения передаётся на опору вала и распространяется по корпусным деталям двигателя до чувствительного элемента датчика вибраций. В случае эксплуатационного дефекта зуба, трещины, выкрашивания, изменения массы (износа, изменения геометрии поверхности) будет изменяться функция линейной деформации зуба $\Delta L_z(t)$ в пространстве времени, влияющая на энергию вибраций $\Delta E_v(t)$.

Анализ динамики процесса передачи крутящего момента парой зубьев на интервале времени передачи ими крутящего момента позволяет сделать вывод о негармоническом характере сигнала зубцовой частоты $s_z(t)$, который имеет, как минимум, два максимума – при входе и выходе из зацепления. Традиционная математическая модель в спектральной области представляет собой сумму сигналов:

$$s_z(t) = \sum_{i=1}^k A_{z_i}(t) \sin[\omega_{z_i}(t)t + \varphi_{z_i}(t)]; t \in [Ta], Ta \in [Tr], \quad (1)$$

где k – количество спектральных составляющих сигнала; t_r – период роторной частоты.

На основании теоретических исследований физической модели можно сделать вывод, что основной функцией, которая характеризует энергетическую эффективность передачи крутящего момента и является чувствительной к зарождающимся дефектам зубьев шестерён, можно считать девиацию параметра первой производной угловой скорости пересопряжения зубьев

$\Delta\varphi_z(t) = d\omega_z(t)/dt, t \in [Ta]$ на интервале времени Ta , – которая является функцией динамической кинематической погрешности в пространстве времени.

Функция динамической кинематической погрешности [4] зацепления может определяться путем прямого измерения, например, тензометрированием зубьев, так и косвенного, например, вибрографированием или кинематометрированием. Прямое тензометрированием, с одной стороны, может дать наиболее точную картину процесса изменения нагрузки зуба, но с другой стороны, имеет ряд недостатков, ограничивающих применение этого метода. В первую очередь, это – значительная трудоемкость подготовительных работ, что не дает возможности произвести экспресс-анализ работы произвольной передачи и, тем более, в эксплуатационном режиме ГТД. Поскольку кинематометрирование передачи производится при эксплуатационной нагрузке, то, соответственно, все параметры зацепления определяются с учетом деформации всех элементов передачи. Недостатком традиционной кинематометрии является необходимость применения высокоточных датчиков частоты и фазы вращения ротора, что в условиях реальных ГТД не всегда возможно. В связи с этим, кинематометрирование используется пока только при доводке передач, обычно параллельно с тензометрированием.

С целью адаптации выражения (1) к параметрам динамической кинематической погрешности представим его в виде математической модели фазовой модуляции $Md_\varphi[*]$ несущего сигнала с зубцовой частотой ω_z , усредненное значение которой на интервале времени одного периода Tr роторной частоты ω_r не изменяется $\omega_z(t) = \text{const}, t \in [Tr]$:

$$s_z(t) = Md_\varphi[\varphi_z(t), \Delta L_z(t), \Delta v_z(t)]; t \in [Ta], Ta \in [Tr], \quad (2)$$

а функцию полной фазы $\Delta\varphi_z(t)$, как результат фазовой демодуляции сигнала $s_z(t)$ (2):

$$\varphi_z(t) = \arg\{Hil[s_z(t)]\}, t \in [Ta], Ta \in [Tr], \quad (3)$$

где: $Hil[*]$ – преобразование Гильберта; $\arg\{*\}$ – аргумент функции.

3. Анализ результатов экспериментальных исследований. Адекватность модели (2, 3) проверялась в процессе анализа сигнала датчика поперечных горизонтальных вибраций ведущей шестерни заднего редуктора двигателя ТВЗ – 117ВМА – СБМ1, который проходил стендовые испытания на ОАО "Мотор Сич". В результате нештатной работы системы управления камерой сгорания, двигатель имел повышенные вибрации заднего редуктора более – 100g, при статочном максимуме не хуже – 80g и статистической норме – 28g. Анализируемый сигнал вибраций $s(t)$, который содержит сигнал зубцовой частоты $s_z(t)$ (файл $z_{zr}317mp$), интервалом 1с, был записан приблизительно в середине режима двигателя "взлётный", длительность которого 5мин. Можно полагать, что модель (2) была минимизирована в части погрешности от ограничения $\omega_z(t) = \text{const}, t \in [Tr]$.

Датчик вибраций имеет линейную фазовую характеристику преобразования до частоты 20000Гц и расположен на расстоянии порядка 100мм от ведущей шестерни. Сигнал датчика фиксировался в цифровом представлении измерительным комплексом MIC300 с параметрами аналого-цифрового преобразователя: $f_d = 216000$ Гц – частота дискретизации и $n=2^{16}$ – количество уровней квантования амплитуды вибраций. На этом этапе исследований будем по-

лагать, что интервал дискретизации Δt_d и величина уровня квантования амплитуды Δx_v , аналого-цифрового преобразователя позволят с инженерной точностью идентифицировать параметры первой производной угловой скорости пересопряжения зубьев $\Delta\varphi_z(t) = d\omega_z(t)/dt, t \in [Ta]$.

Результаты экспериментальных исследований модели анализа виброкинematометрии зубчатой пары на зубцовой частоте $f_z = 10222,6$ Гц представлены на рисунке. Исследуемый сигнал вибраций $s(t)$ на интервале анализа Ta , который соответствует одному периоду роторной частоты $Ta = Tr = 1/f_r = 0,0040093$ с ведущей шестерни, представлен на верхнем графике; функция параметра линейной деформации зуба $\Delta L_z(t)$ – на среднем графике; амплитуда зубцовых виброускорений $A_{vz}(t)$ – на нижнем графике. Над нижними графиками приведены параметры, которые базируются на гипотезе случайности и нормальности распределения амплитуд сигнала $s_z(t, \Delta t_d)$, и имеют определяющее значение в части прогноза остаточного ресурса редуктора ГТД: пик-фактор модуля линейной деформации $Pf_z = \max|\Delta L_z(t)|$, а так же минимальный набор статистических моментов – математическое ожидание $M[*]$ и дисперсия $D[*]$.

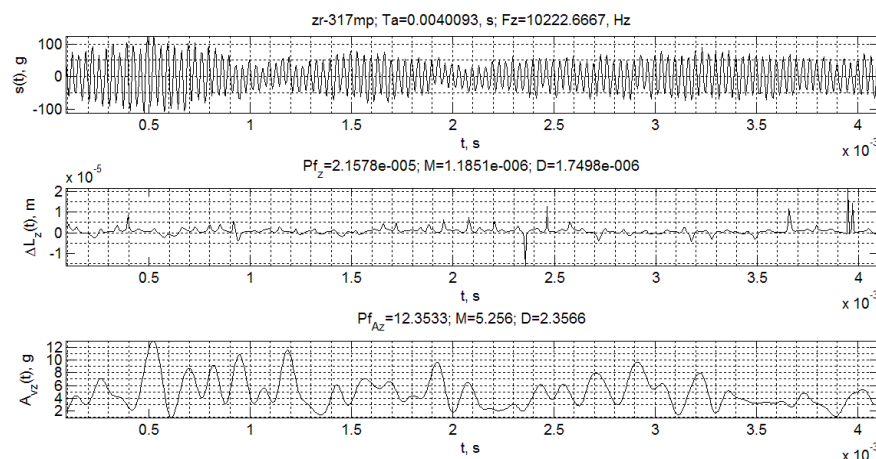


Рисунок – Результаты анализа параметров виброкинematометрии зубчатой пары редуктора на зубцовой частоте $f_z = 10222,6$ Гц

Анализ функции параметра линейной деформации зуба $\Delta L_z(t)$ позволяет сделать вывод о её информационной идентичности экспериментальным данным лабораторных исследований, приведённым в монографии [4]. На графике можно анализировать двойной сигнал от каждого зуба шестерни (41 зуб), однако в некоторых случаях сигнал имеет трудноразличимую амплитуду, что может свидетельствовать об узком частотном либо динамическом диапазоне датчика вибраций. Амплитуда деформации, принимая во внимание её номинальное расчетное значение $\Delta L_{zn} \approx 20 \times 10^{-6}$ м при постоянном крутящем моменте 1190Н·м и статистической нормы вибраций 28g, с учётом перегрузок вследствие нештатной работы системы управления, соответствует реальным значениям в пределах инже-

нерной точности. Форма огибающей графика позволяет прогнозировать возможный дисбаланс входного вала редуктора либо свидетельствует об изменении знака первой производной крутящего момента на интервале времени $(2 \div 2,5) \times 10^{-3}$ с. Совместный анализ функций амплитуды зубцовых вибраций $A_{vz}(t)$ и входного сигнала позволяет сделать вывод о вибрационном качестве зубчатой пары и количественном составе помех в исходном сигнале корпуса двигателя.

Выводы. Решена задача эксплуатационной виброкинематометрии зубчатых передач, в том числе, редукторов ГТД. Разработана математическая модель и метод анализа сигналов вибраций, который работает в пространстве времени и позволяет рассчитывать фазовую функцию информационного сигнала зубчатой передачи. Показано, что основной функцией, которая характеризует энергетическую эффективность передачи крутящего момента и является чувствительной к зарождающимся дефектам зубьев шестерён, является девиация первой производной угловой скорости пересопряжения зубьев $\Delta\varphi_z(t) = d\omega_z(t)/dt$, $t \in [Ta]$ на интервале времени Ta , т.е. функция динамической кинематической погрешности. Искомыми параметрами, функции которых при эксплуатационной нагрузке определяют потери энергии в процессе передаче крутящего момента зубчатой парой, есть величина линейной деформации зуба $\Delta L_z(t)$. Экспериментальные исследования модели позволяют прогнозировать её адекватность не хуже 0,9.

Программное обеспечение, реализующее алгоритм расчёта модели, работает с сигналом штатного датчика вибраций корпуса ГТД и может дополнять бортовую (либо стендовую) автоматическую систему анализа технического состояния зубчатых передач ГТД пятого и шестого поколений.

Список литературы: 1. Журавлёв В.Н. Методическая адекватность спектральной модели в задаче технического диагностирования роторных деталей редукторов ГТД [Текст] / В.Н. Журавлёв, А.В. Папченко, С.А. Борзов // Вестник двигателестроения – Запорожье: АО "Мотор Сич", 2014. – №2. – С.221-228. **2.** Harry J. Decker. Crack Detection for Aerospace Quality Spur Gears [Text] / Harry J. Decker U.S. Army Research Laboratory Glenn Research Center, Cleveland, Ohio/National Aeronautics and Space Administration. NASA/TM – 2002-211492. Prepared for the International 58th Annual Forum and Technology Display sponsored by the American Helicopter Society. – Montreal, Quebec, Canada, June 11-13, 2002. **3.** Дорофеев В.Л. Система моделирования "AEROFLANK" & прямой синтез износостойких и малошумящих зубчатых передач [Текст] / В.Л. Дорофеев, В.В. Голованов, Д.В. Дорофеев // Вісник НТУ "ХПІ" – Харьков, 2013. – №40(1013). – С.39-48. **4.** Авиационные зубчатые передачи и редукторы: Справочник [Текст] / Под ред. Э.Б. Вулгакова. М.: Машиностроение, 1981. – 374с. **5.** Кравченко И.Ф. Экспериментальные и теоретические результаты исследования авиационных зубчатых передач для двигателей пятого и шестого поколений [Текст] / И.Ф. Кравченко, А.Б. Единович, В.А. Яковлев, В.Л. Дорофеев // Авиационно-космическая техника и технология. – Харьков, 2008. – №8. – С.129-134.

Bibliography (transliterated): 1. Zhuravljov V.N. Metodicheskaja adekvatnost' spektral'noj modeli v zadache tehničeskogo diagnostirovanija rotornyh detalej reduktorov GTD [Tekst] / V.N. Zhuravljov, A.V. Papchenko, S.A. Borzov // "Vestnik dvigatelestroenija" – Zaporozh'e, AO "Motor Sich", 2014. – No2. – P.221-228. **2.** Harry J. Decker. Crack Detection for Aerospace Quality Spur Gears [Text] / Harry J. Decker / U.S. Army Research Laboratory Glenn Research Center, Cleveland, Ohio/National Aeronautics and Space Administration. NASA/TM–2002-211492. Prepared for the International 58th Annual Forum and Technology Display sponsored by the American Helicopter Society. – Montreal, Quebec, Canada, June 11-13, 2002. **3.** Dorofeev V.L. Sistema modelirovanija "AEROFLANK" & prjamoj sintez iznosostojkih i maloshumjashhijh zubchatyh peredach [Tekst] / V.L. Dorofeev, V.V. Golovanov, D.V. Dorofeev // Aviacionno-kosmicheskaja tehnika i tehnologija. Visnik NTU "KhPI". – Kharkov, 2013. – No40(1013). – P.39-48. **4.** Aviacionnye zubchatye peredachi i reduktory: Spravochnik [Tekst] / Pod red. Je.B. Vulgakova. – Moscow: Mashinostroenie, 1981. – 374p. **5.** Kravchenko I.F. Jeksperimental'nye i teoreticheskie rezultaty issledovanija aviaci-onnyh zubchatyh peredach dlja dvigatelej pjatogo i shestogo pokolenij [Tekst] / I.F. Kravchenko, A.B. Edinovich, V.A. Jakovlev, V.L. Dorofeev // Aviacionno-kosmicheskaja tehnika i tehnologija. – Kharkov, 2008. – No8. – P.129-134.

Поступила (received) 26.05.2015