

УДК 621.01621.833:24:539.3

В. Н. ЖУРАВЛЁВ¹, А. Б. ЕДИНОВИЧ¹, А. В. ПАПЧЁНКОВ²¹ ГП «Ивченко-Прогресс»,² ОАО "Мотор Сич", Запорожье, Украина

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 и скорости 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 сигналов вибраций корпуса двигателя. Традиционные методы вибрационной диагностики 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 исторически доказана неудовлетворительная чувствительность в задаче диагностирования 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 в 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 позволяют увеличить надёжность, уменьшить затраты на ремонты и улучшить акустические параметры ГТД.

2. Анализ физической и математической модели процесса вибраций зубчатых передач

В приложении к авиационным редукторам традиционно [4] предполагается, что зубья, которые перекачиваются по эвольвенте профиля поверхности, не создают существенных локализаций контактных нагрузок, и сигнал собственно зубцовых вибраций $s_z(t)$ 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 ограничение 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 переацепления жёсткость пары зубьев, участвующих в передаче крутя-

щего 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 – 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 пересопрежения 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) будут изменяться функции линейной деформации зуба $\Delta L_z(t)$ и девиации скорости $\Delta v(t)$ в пространстве времени, влияющие на энергию вибраций $\Delta E_v(t)$.

Анализ динамики процесса передачи крутящего момента парой зубьев на интервале времени T_z 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:

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

$$t \in [T_z], T_z \in [T_r]$$

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 пересопрежения зубьев $\Delta\varphi_z(t) = d\omega_z(t)/dt, t \in [T_z]$ на

интервале времени T_z , – которая является функцией динамической кинематической погрешности в пространстве времени. Искомые параметрами, функции которых в пространстве времени под эксплуатационной нагрузкой определяют потери энергии при передаче крутящего момента зубчатой парой, можно считать величины линейной деформации зуба $\Delta L_z(t)$ и девиации скорости $\Delta v_z(t)$ перемещения материала зуба в процессе деформации.

Функция динамической кинематической погрешности [4] зацепления может определяться путем прямого измерения, например, тензометрированием зубьев, так и косвенного, например, вибрографированием или кинематометрированием. Прямое тензометрирование, 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 $Md_{\phi}[*]$ несущего сигнала с зубцовой частотой ω_z , усреднённое значение которой на интервале времени одного периода T_r роторной частоты ω_r не изменяется $\omega_z(t) = \text{const}, t \in [T_r]$:

$$s_z(t) = Md_{\phi}[\varphi_z(t), \Delta L_z(t), \Delta v_z(t)], \quad (2)$$

$$t \in [T_z], T_z \in [T_r],$$

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

$$\varphi_z(t) = \arg\{\text{Hil}[s_z(t)]\}, t \in [T_z], T_z \in [T_r], \quad (3)$$

где: $\text{Hil}[*]$ – 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 сдаточном максимуме не хуже – 80g и статистической норме – 28g. Анализируемый сигнал вибраций $s(t)$, который содержит сигнал зубцовой частоты $s_z(t)$ (файл $zr317mp$), интервалом 1с, был записан приблизительно в середине режима двигателя «взлётный», длительность которого 5 мин. 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 20000Hz и расположен на расстоянии порядка 100мм от ведущей шестерни. Сигнал датчика фиксировался в цифровом представлении измерительным комплексом МІС300 с параметрами аналого-цифрового преобразователя: $f_d = 216000\text{Hz}$ – частота дискретизации и $n = 2^{16}$ – количество уровней квантования амплитуды вибраций. На этом этапе исследований будем полагать, 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 $\Delta \varphi_z(t) = \frac{d\omega_z(t)}{dt}, t \in [Tz]$.

Результаты экспериментальных исследований модели анализа виброкинематометрии зубчатой пары на зубцовой частоте $f_z = 10222,6\text{Hz}$ представлены на рис. 1. Исследуемый сигнал вибраций $s(t)$ на интервале анализа T_a , который соответствует одному периоду роторной частоты $T_a = T_r = 1/f_r = 0,0040093\text{s}$ ведущей шестерни, представлен на левом верхнем графике; функция параметра линейной деформации зуба $\Delta L_z(t)$ – на правом верхнем графике; скорость $\Delta v_z(t)$ перемещения материала зуба в процессе деформации – на левом нижнем графике; амплитуда зубцовых виброускорений $A_v(t)$ – на правом нижнем графике. Над нижними графиками приведены параметры, которые базируются на гипотезе случайности и нормальности распределения амплитуд сигнала $s_z(t, \Delta t_d)$, а также имеют определяющее значение в части прогноза остаточного ресурса ГТД: пик-фактор модуля скорости $Pf_v = \max|\Delta v_z(t)|$ и амплитуды вибраций $Pf_A = \max|A_v(t)|$, а также минимальный набор статистических моментов – математическое ожидание $M[A_v(t)]$ и дисперсия $D[A_v(t)]$.

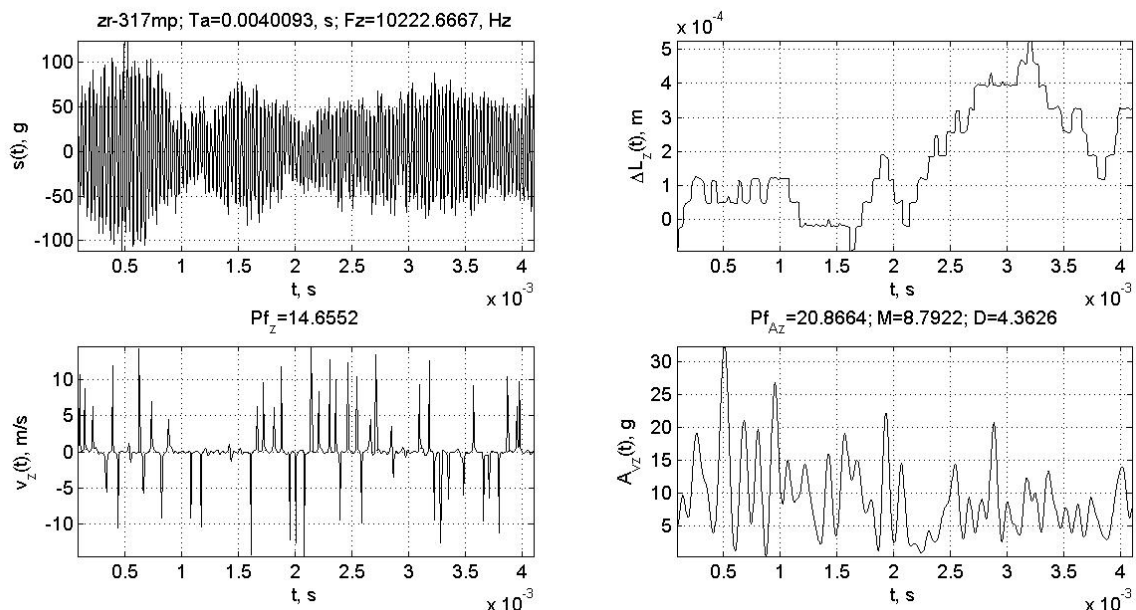


Рис. 1 Результаты анализа параметров виброкинематометрии зубчатой пары редуктора на зубцовой частоте $f_z = 10222,6\text{Hz}$

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 трудно-различимую амплитуду, что может свидетельствовать об узком частотном либо динамическом диапазоне датчика вибраций. Амплитуда деформации, принимая во внимание её номинальное расчетное значение $\Delta L_{zn} \approx 20 \times 10^{-6} \text{ m}$ при постоянном крутящем моменте 1190 Нм и статистической нормы вибраций 28g, с учётом перегрузок вследствие нештатной работы системы управления, соответствует реальным значениям в пределах инженерной точности. Форма огибающей графика позволяет прогнозировать возможный дисбаланс входного вала редуктора либо свидетельствует об изменении знака первой производной крутящего момента на интервале времени $(2 \div 2,5) \times 10^{-3} \text{ s}$. Анализ функции скорости $v_z(t)$ перемещения зуба в процессе деформации и его импульсные и статистические параметры позволяют проводить расчеты на контактную и изгибную выносливость по традиционной методике в соответствии с нормативными документами. 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.

Был проведён анализ сигналов вибраций от дисбаланса входного вала редуктора путем анализа его виброкинематометрии. Результаты экспериментальных исследований сигнала (3) вала на роторной частоте $f_r = 243,3 \text{ Hz}$ представлены на рис. 2. Обозначения параметров соответствуют графикам, приведённым на рис. 1.

Анализ функции параметра линейного размера закрутки вала $\Delta L_r(t)$ позволяет сделать вывод о достоверности анализа, выполненного для кинематометрии зубьев в части сигнала смены знака первой производной крутящего момента на интервале времени $(2 \div 2,5) \times 10^{-3} \text{ s}$. Анализ функции скорости $v_r(t)$ перемещения вала позволяет сделать вывод о некотором дисбалансе, а также провести расчёт вала в части прочности при эксплуатационных перегрузках.

Был проведён анализ сигналов вибраций шлицевой муфты соединения входного вала редуктора со свободной турбиной путем анализа его виброкинематометрии. Результаты экспериментальных исследований сигнала (3) на частоте шлицев $f_{sh} = 4986,6 \text{ Hz}$ представлены на рис. 3. Обозначения параметров соответствуют графикам, приведённым на рис. 1.

Амплитуда деформации шлицев $\Delta L_{sh} \approx 1 \times 10^{-6} \text{ m}$ соответствует ожидаемой расчётной величине.

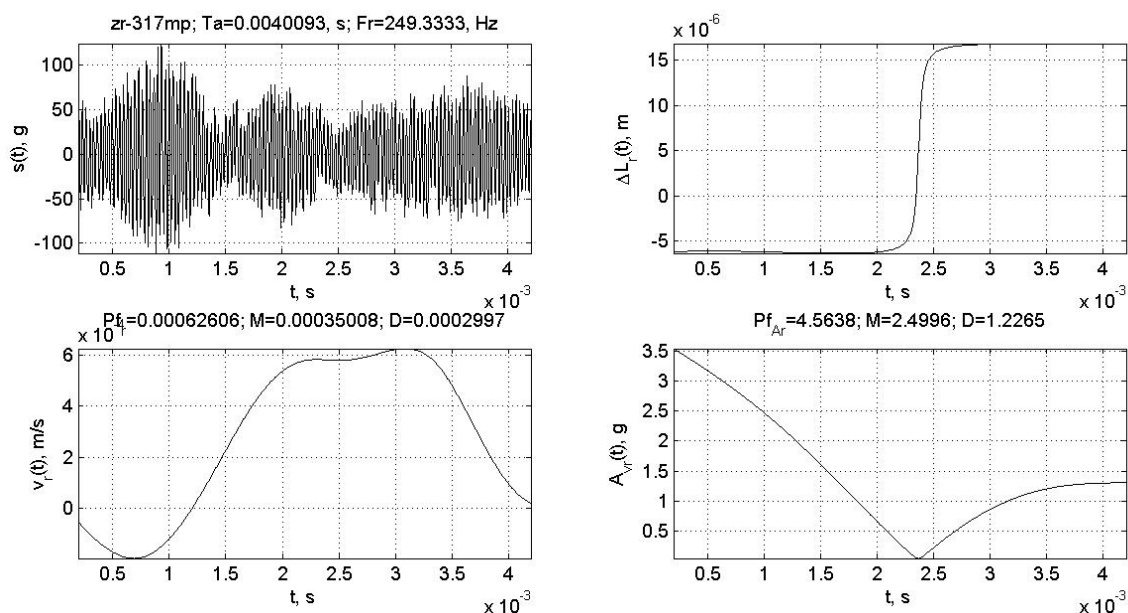


Рис. 2 Результаты анализа параметров виброкинематометрии ротора редуктора на роторной частоте $f_r = 249,3 \text{ Hz}$

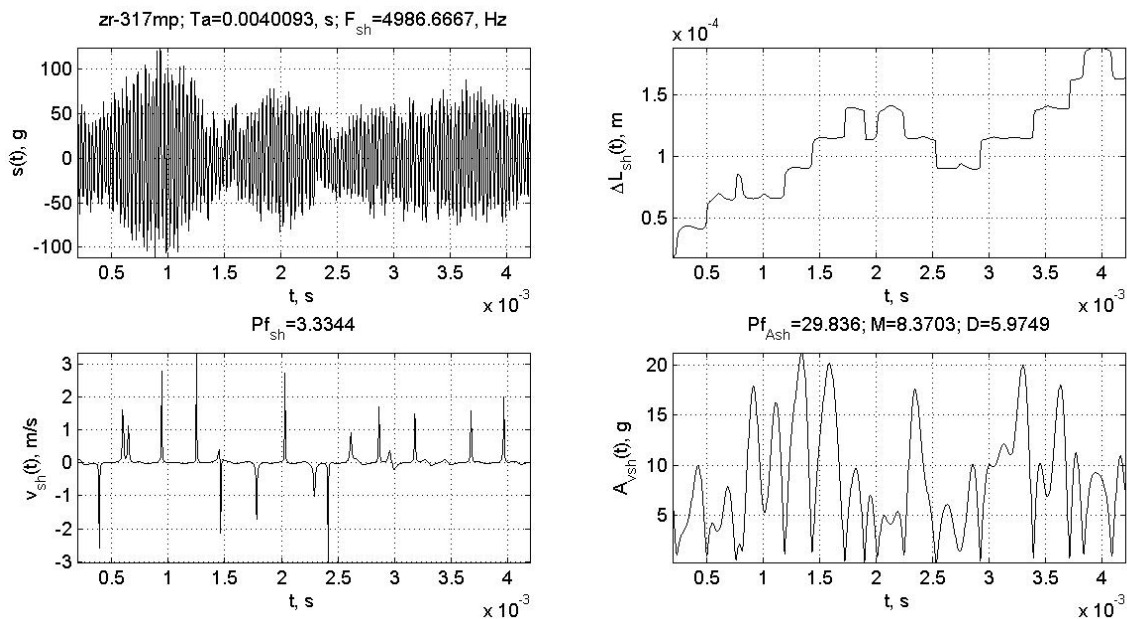


Рис. 3 Результаты анализа параметров виброкинематометрии шлицев входного вала редуктора на частоте шлицев $f_{sh} = 4986,6\text{Hz}$

Анализ функций амплитуды и скорости позволяет выполнять оценку работоспособности шлицевой муфты, в частности, износа шлицев, как основного параметра, определяющего долговечность муфты. Совместный анализ функций амплитуды $A_v(t)$ зубцовых, роторных и шлицевых вибраций позволяет сделать вывод об их парциальном влиянии на сигнал вибраций корпуса двигателя $s(t)$ (верхний левый график).

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 $\Delta\varphi_z(t) = \frac{d\omega_z(t)}{dt}, t \in [Tz]$ на интервале времени Tz , т.е. функция динамической кинематической погрешности. Искомые параметрами, функции которых при эксплуатационной нагрузке определяют потери энергии в процессе передаче крутящего

момента зубчатой парой, являются величина линейной деформации зуба $\Delta L_z(t)$ и девиация скорости $\Delta v_z(t)$ перемещения материала зуба. 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.

Для увеличения эксплуатационной точности предложенной модели в анализируемых приложениях необходимо, в ближайшей перспективе, решить задачи аргументации требований к параметрам датчика вибраций и аналого-цифрового преобразователя. Предполагаем решение этих задач представить в следующих публикациях.

Литература

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. – 2014. – № 2. – С. 221 – 228.
2. Decker, Harry J. Crack Detection for Aerospace Quality Spur Gears [Text] / Harry J. Decker // U.S. Army Research Laboratory Glenn Research Cen-

ter, 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 Національного технічного університету "ХПІ". Сер. : Проблеми механічного приводу : зб. наук. пр. – Харків, 2013. – № 40(1013). – С. 39 – 48.

4. Авиационные зубчатые передачи и редукторы [Текст] : Справочник / под ред. Э. Б. Вулгакова. – М. : Машиностроение, 1981. – 374 с.

5. 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. – 2008. – № 8. – С. 129 – 134.

Поступила в редакцию 18.12.2014, рассмотрена на редколлегии 20.01.2015

ВІБРОКІНЕМАТОМЕТРІЯ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ

В. М. Журавльов, А. Б. Єдінович, О. В. Папчонков

Вирішено завдання вібродіагностики зубчастих передач, у тому числі, газотурбінних двигунів, методом кінематометрії. Розроблено й апробовано математичну модель фазової модуляції сигналу вібрацій зубчастої передачі, параметри якої чутливі до величини й швидкості лінійної деформації зуба в процесі передачі крутного моменту. Адекватність моделі перевірялась шляхом аналізу сигналу датчика поперечних горизонтальних вібрацій ведучої шестерні редуктора двигуна ТВЗ – 117ВМА – СБМ1. Результати експериментальних досліджень дозволяють прогнозувати адекватність математичної моделі не гірше 0,9.

Ключові слова: газотурбінні двигуни, вібродіагностика, зубчасті передачі, кінематична погрішність.

GEAR BOX VIBROKINEMATOMETRY

V. N. Zhuravlev, A. B. Yedynovich, A. V. Papchenkov

The task of vibration diagnostic of gear box, particularly gas-turbine engine gear box is decided. A mathematical model the parameters of that are sensible to the size of tooth linear deformation and tooth speed in the process of flowage is worked out and approved. The mathematics model was verified by analysis of the sensor signal horizontal transverse vibrations on primary gear frequency of the turboshaft engine TV3 – 117VMA – SBM1. The results of experimental researches allow to forecast adequacy of mathematical model not worse 0,9.

Key words: Turbo-engines, vibrodiagnostics, gearing, kinematics error.

Журавльов Владимир Николаевич – д-р техн. наук, зам. нач. Управления информационных технологий, ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина, e-mail: ws50@i.ua.

Единович Андрей Борисович – ведущий конструктор отдела зубчатых передач, НИО ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина, e-mail: 03511@ivchenko-progress.com.

Папчонков Александр Викторович – зам. технического директора по новым изделиям, ОАО «Мотор Сич», Запорожье, Украина, e-mail: papchonkov@gmail.com.