

УДК 629.735.45:621.833(031)

А.В. ПАПЧЕНКОВ*АО «Мотор Сич», Запорожье, Украина*

ЭФФЕКТИВНОСТЬ СПЕКТРАЛЬНЫХ МЕТОДОВ ДИАГНОСТИЧЕСКОГО КОНТРОЛЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ ГТД

Решена научная задача повышения эффективности методов эксплуатационного диагностического контроля технического состояния зубчатых передач, позволяющая более надежно 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. Предложен метод спектральной обработки сигнала вибраций зубчатых передач ГТД, основанный на факте несоответствия критерию стационарности сигнала пересопряжения зубьев колес редукторов, который позволяет, как минимум, в два раза увеличить точность измерения амплитудных максимумов вибраций. Для цифровой реализации метода разработана методика определения частоты дискретизации квазистационарных сигналов пересопряжения зубьев, которая позволяет увеличить точность и частотный диапазон аппаратуры диагностического контроля технического состояния деталей редукторов ГТД. Доказано, что длительность окна спектрального анализа квазистохастического сигнала вибраций деталей зубчатых передач ГТД, основанная на критерии максимальной дисперсии и интервальной вероятности максимума математического ожидания спектральной мощности сигнала зубцовой частоты, должна быть не менее периода фундаментальной частоты пары сопрягающихся шестерен редуктора.

Ключевые слова: газотурбинные двигатели, вибродиагностика, зубчатые передачи, спектральный анализ, техническое состояние.

Эффективным направлением эксплуатационного технического диагностирования наиболее напряженных узлов – зубчатых передач редукторов ГТД, являются методы анализа сигналов вибраций корпуса двигателя в местах опор валов редуктора. Традиционные методы вибрационной диагностики [1] преимущественно основываются на спектральном разложении сигналов с информационным анализом амплитудного спектра преобразования Фурье. Операции интегрирования (либо свертки) нестационарного сигнала вибраций на интервале длительности окна анализа определяют большую дисперсию информационных параметров во временной и частотной областях. Вследствие этого, исторически доказана неудовлетворительная чувствительность [2] 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 вертолетов, не локализованы в спектральной области, что определяет их пороговую чувствительность к зарождающимся дефектам и неудовлетворительную чувствительность к помехам в интервале окна анализа.

Результаты проведенных исследований [3] удовлетворяют общепромышленное применение, однако в них не решалась частная задача параметрической адаптации традиционных спектральных методов контроля к физическим процессам передачи крутящего момента в ГТД, которые характеризуются различной степенью нестационарности на интервалах окна анализа.

Таким образом, важной и актуальной задачей современного двигателестроения является повышение эффективности методов систем диагностического контроля технического состояния зубчатых передач путем теоретической и экспериментальной параметрической адаптации к физическим процессам передачи крутящего момента. Решение задачи позволит увеличить точность идентификации признаков отклонения параметров деталей зубчатых передач от штатного состояния, увеличить надежность, уменьшить затраты на ремонты и дополнить автоматическую систему анализа технического состояния зубчатых передач ГТД пятого и шестого поколений.

Исследованы свойства виброакустических сигналов объекта исследований [4]. Проведен системный анализ структурно-

функциональных взаимосвязей процессов и сигналов энергоинформационного взаимодействия систем объекта исследований (рис. 1).

Собственные сигналы зубчатой пары $s_z(t)$, на которые воздействуют сигналы генератора энергии (камеры сгорания) $s_{in}(t)$ и сигналы изменения

приемника энергии (нагрузки) $s_{out}(t)$. Сигнал вибраций в зоне зацепления зубчатой пары:

$s_{vz}(t) = s_z(t) + s_{in}(t) + s_{out}(t)$. Основные составляющие входного сигнала, это: дисбаланс и девиация скорости вращения ротора свободной турбины $s_r(t)$, дисбаланс колес турбины и про-

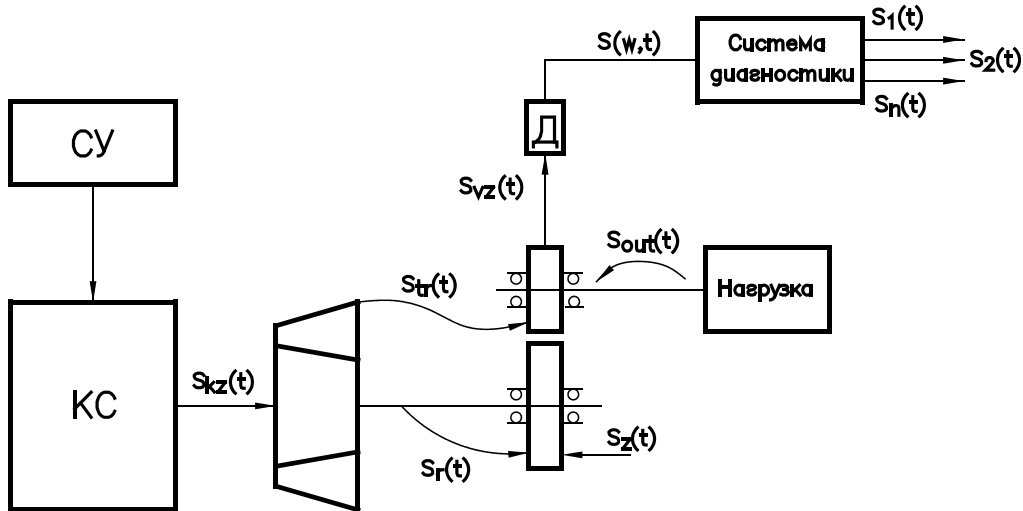


Рис. 1. Структурно – функциональные связи и источники вибраций зубчатых пар редукторов ГТД

цессов прохождения лопатками температурных пятен $s_{tr}(t)$, пульсации газового потока камеры сгорания $s_{kz}(t)$, инициированные системой управления, и некоррелированные шумы $s_{sh1}(t)$. Основные составляющие нагрузки: динамические изменения под действием изменения плотности атмосферы $s_{at}(t)$, управление углом лопастей винта $s_{vv}(t)$ и некоррелированные $s_{sh2}(t)$ шумы.

Особо отметим сигналы кратковременных резонансов деталей $s_{res}(t)$, которые могут возникать во время переходных процессов адаптации перечисленных сигналов к возмущающим воздействиям. В результате имеем суммарный сигнал акустической эмиссии вибраций:

$$\begin{aligned} \bar{s}_{vz}(t) = & \bar{s}_z(t) + \bar{s}_r(t) + \bar{s}_{tr}(t) + \bar{s}_{kz}(t) + \\ & s_{sh1}(t) + \bar{s}_{at}(t) + \bar{s}_{vv}(t) + s_{sh2}(t) + \\ & \bar{s}_{res}(t) \end{aligned} \quad (1)$$

Будем понимать, что все сигналы виброакустической эмиссии энергии (1), кроме сигналов шума, представляют собой векторы, вращающиеся в трехмерном пространстве со своими амплитудами и круговыми частотами. Скалярное представление для i -того сигнала гармонической модели:

$$s_i(t) = A_i(t) \sin [\omega_i(t) + \phi_i(t)], \quad (2)$$

где: $A_i(t)$ – амплитуда вектора, $\omega_i(t)$ – круговая частота (рад/сек), $\phi_i(t)$ – начальная фаза, измеренная относительно фазы некоторого опорного сигнала.

Суммарный сигнал акустической эмиссии вибраций (1) распространяется по элементам конструкции двигателя, имеющих комплексную передаточную функцию $\dot{k}(\omega)$, идентифицируется датчиком вибраций (Д). Датчик выполняет функцию виброаналогового преобразователя с весовой функцией $\bar{g}(\omega, t - \tau)$, которую, с учетом оси чувствительности, представим в виде вектора. Скалярный аналоговый выходной сигнал датчика можно представить в виде:

$$s(\omega, t) = \dot{k}(\omega) \int_{\tau} \bar{s}_{vz}(t) \bar{g}(\omega, t - \tau) d\tau. \quad (3)$$

Результаты экспериментальных исследований функций параметров расхода топлива на рабочих форсунках и его первой производной представлены на рис. 2.

Анализ графика позволяет сделать вывод, что девиация расхода топлива на стационарных

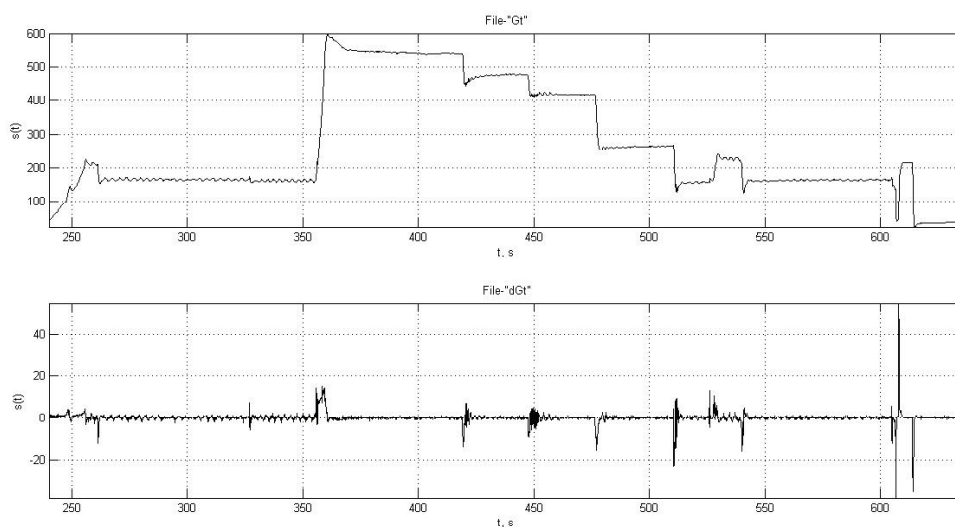


Рис. 2. График изменения расхода топлива $Gt(t)$ (верхний) и его первой производной $dGt(t)/dt$ (нижний)

режима не превышает 0,5% и достигает 2% на переходных режимах. Параметр изменения расхода топлива $dGt(t)/dt$ инициирует изменение крутящего момента $Mkr(t)$ на лопатках колес турбин и на ведущей шестерне зубчатой передачи, а также его первой производной

$dMkr(t)/dt$. Результаты экспериментальных исследований функций параметров изменения крутящего момента и его первой производной представлены на рис. 3.

Анализ графика позволяет сделать вывод, что девиация крутящего момента на стационарных режимах не превышает 2,0% и дости-

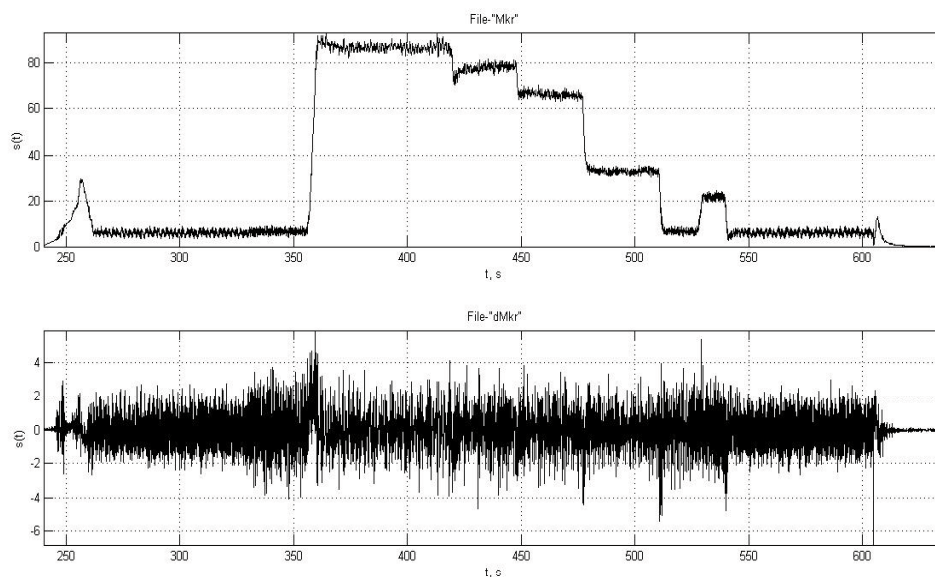


Рис. 3. График изменения крутящего момента (верхний) и его первой производной

гает 3% на переходных режимах. Девиации исследованных параметров расхода топлива и изменения крутящего момента не могут адекватно описываться моделью (2). Исследование их влияния на точность модели и повышение

ее эффективности при диагностическом контроле технического состояния зубчатых передач, позволяющих более надежно выделить в сигнале вибраций корпуса двигателя признаки отклонения характеристик деталей зубчатых

передач от штатного состояния соответствует цели выполненной работы.

Исследованы противоречия адекватности традиционной спектральной математической модели сигналов вибраций в части модулирующей функции первой производной крутящего момента по критерию свойства стационарности информационных параметров сигналов.

В приложении к авиационным редукторам традиционно предполагается, что зубья, которые перекатываются по эвольвенте профиля поверхности, не создают существенных локализаций контактных нагрузок, и сигнал собственно зубцовых вибраций $s_z(t)$ описывается гармонической моделью $s_z(t) = A \cos(\omega_z t + \phi_0)$, 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 $\phi_0 = 0$. Дополним анализ физического процесса передачи крутящего момента парой зубьев и параметров поверхностей с максимальной контактной нагрузкой (рис. 4).

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 – момент инерции шестерни, и инициирует момент импульса $M = J\Delta\omega_r$. Последний порождает импульс вибрации $\vec{P} = m\langle\Delta\vec{v}\rangle$ с энергией $\Delta E_v = m\langle\Delta v\rangle^2/2$, где: m – активная масса шестерни, $\langle v \rangle$ – усредненная на интервале t_ϕ скорость деформации зуба. Сигнал $s_z(t) \approx \Delta E_v(t)$ пропорциональный энергии пересопряжения передается на опору вала и распространяется по корпусным деталям двигателя до чувствительного элемента датчика вибраций. В случае эксплуатационного дефекта зуба, трещины, выкрашивания, изменения массы либо 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.

Дополним анализ физического процесса передачи крутящего момента парой зубьев и параметров поверхностей с максимальной контактной нагрузкой (рис. 4).

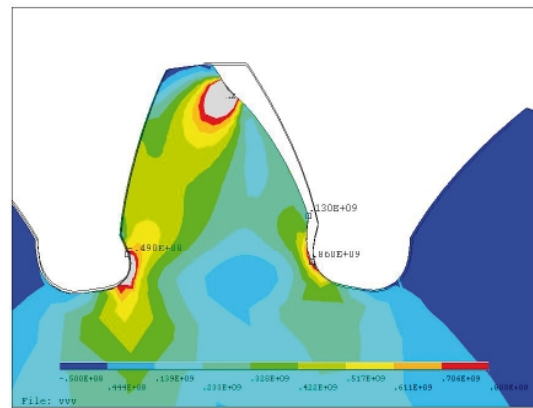


Рис. 4. Динамика процесса передачи крутящего момента парой зубьев

Выделены точки максимальной нагрузки (удельное давление в H/m^2)

В течение одного цикла перезацепления жесткость пары зубьев, участвующих в передаче крутящего момента, изменяется до двух 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 (выделенный объем на вершине зуба на рис. 4). Под спектральным синтезом сигнала вибраций традиционно понимается процесс информационного генерирования роторными деталями детерминированных ортогональных составляющих $A_k \Psi_k(t)$ с их пространственным суммированием по длине волновода корпуса двигателя. Количество k ортогональных составляющих и значения их весовых коэффициентов A_k аутентифицируют информационную и идентификационную составляющие сигнала вибраций. Под спектральным анализом, соот-

ветственно, понимается процесс информационного разложения сигнала $s(t)$ на ортогональные составляющие $s(t) = A_k \Psi_k(t)$ с их последующей информационной обработкой в системе технической диагностики.

Требованием, ограничивающим применение спектральных методов в качестве инструмента параметрического информационного анализа, является строгое требование стационарности функции $s(t)$ на исследуемом временном интервале T_a . Результаты проведенных экспериментальных исследований функции распределения плотности вероятности (ФРПВ)

$w_{p1}[s(t, \Delta t)] = \frac{\partial F[s(t, \Delta t)]}{\partial s(t, \Delta t)}$, изменения параметров

дисперсии $R_{ss}(t, \tau)|_{\tau=0}$ и интервала корреляции τ_0 автокорреляционной функции (АКФ) дискретизированных амплитуд сигналов $s(t, \Delta t_d)$ (Δt_d – интервал дискретизации) подтвердили их вариабельность на интервале времени T_a .

Анализ вариабельности функций статистических моментов позволяет сделать вывод об ошибочности гипотезы о строгой стационарности сигнала вибраций, что свидетельствует о неадекватном применении метода спектральных преобразований, в части определения спектра амплитуд и фаз. Этот вывод позволяет обосновать факты случайного распределения значений погрешности метода и его нечувствительности к незначительным изменениям исследуемого сигнала при зарождении дефектов деталей ГТД.

На основе факта нестационарности сигналов вибраций, предложены и обоснованы модификации традиционных методов анализа сигналов вибраций, предназначенных для идентификации технического состояния зубчатых передач ГТД. Точность цифровой обработки сигнала на интервале информационного анализа можно повысить путем выбора оптимальной, для конкретного класса технических систем, частоты дискретизации. В настоящей работе представлены результаты исследований поставленной задачи для сигналов вибраций роторных деталей ГТД. В качестве критерия оптимизации предлагается принять максимально допустимое значение параметра дисперсии математического ожидания точечной интервальной оценки значения сигнала, восстановленного после дискретизации. Статистические параметры точности обработки анализируются на интервале корреляции автокорреляционной функции исходного сигнала.

Свойство квазистационарности сигналов вибраций зубчатых передач накладывает ограничения в применении традиционных метода

определения частоты дискретизации при его цифровой обработке, связанного с верхней частотой анализируемого сигнала либо интервалом корреляции $\tau_{0\min}$. Для реализации адекватной цифровой обработки, была решена задача разработки статистического критерия определения частоты дискретизации $F_s = 1/\Delta t_d$ по параметру доверительной вероятности соответствия аппроксимирующего дискретного сигнала $\tilde{s}(t, \Delta t_d)$ сигналу $s_m(t)$ восстановления формы сигнала. Суть статистического критерия заключается в том, что частота дискретизации F_s , определяется по совокупности критериев: максимальной ошибки ε , максимального среднеквадратического отклонения σ и интервальной вероятности P_d , отклонения сигнала $s_m(t)$ от аппроксимирующего сигнала $\tilde{s}(t, \Delta t_d)$. Разработанный критерий показал свою эффективность и применялся в последующих экспериментальных исследованиях сигналов вибраций зубчатых передач.

Частота дискретизации F_s , оптимизированная по критерию максимальной ошибки ε , максимального среднеквадратического отклонения σ и интервальной вероятности P_d , восстановления сигнала $s(t)$ аппроксимирующим сигналом $s^*(\Delta t_s)$, определится выражением:

$$F_s \geq \frac{\pi \xi(\varepsilon, \sigma, P_d)}{\tau_0} \quad (4)$$

Таким образом, проведя анализ автокорреляционной функции сегмента идентифицируемого сигнала $s(t)$ на интервале T_a , можно определить значение интервала корреляции τ_0 , далее задавая значение максимальной ошибки ε , максимального среднеквадратического отклонения σ и интервальной вероятности P_d , определения сигнала $s(t)$ аппроксимирующим сигналом $s^*(\Delta t_s)$ в интервале доверительных вероятностей ΔP_d , определяем минимальное значение частоты дискретизации F_s (4).

Приняв гипотезу квазистационарности сигналов вибраций, для решения задачи спектральной оценки амплитуд роторных и зубцовых сигналов применим метод расчета спектральной плотности мощности:

$$N(\omega) = \int_0^{T_a} R_{ss}(t, \tau) \exp(-j\omega t) dt, \quad (5)$$

$$t \in [T_a], \omega \in [\Delta\Omega],$$

где $\Delta\Omega$ – полоса частот анализа, который, в соответствии с теоремой Винера-Хинчина

обладает меньшей погрешностью, чем расчет спектра амплитуд.

Разрешающая способность локализации определяется принципом неопределенности Гейзенберга – невозможно получить произвольно точное частотно-временное представление сигнала, то есть нельзя определить для какого-то момента времени, какие спектральные компоненты присутствуют в сигнале. Чем уже окно, тем лучше временное разрешение, но хуже частотное, и наоборот. Кроме того, чем уже окно, тем более строгими становятся наши предположения о стационарности сигнала в пределах окна.

Анализ результатов экспериментальных исследований позволяет сделать следующие выводы. Несоответствия сигналов вибраций зубчатых пар требованиям стационарности на интервале интегрирования напрямую влияют на:

- максимум погрешности, который находится в диапазоне от одного до десяти периодов роторной частоты;

- факт минимизации пульсаций погрешности, который наблюдается после $n = Z = 41$, т.е. интервала окна анализа, равного периоду фундаментальной частоты:

$$T_f = T_r \times Z \quad (6)$$

где Z – количество зубьев шестерни;

- факт точности расчета спектральной плотности мощности, которая в интервале фундаментального периода, в два раза выше, чем расчет амплитудного спектра;

- факт пульсаций параметра амплитуды с девиацией $\approx 5\%$ от математического ожидания, устранение которого возможно только методами статистического усреднения при изменении интервала окна анализа в пределах периода роторной частоты.

Методы анализа в спектральной области могут обнаруживать сигналы дефектов зубьев шестерен, которые будут больше среднеквадратического отклонения (5% для спектральной плотности мощности и 10% – расчета амплитуд), этим фактом поясняется пороговая методическая чувствительность к зарождающимся дефектам. Худшая чувствительность спектральных методов к одиночным дефектам по отношению к групповым дефектам, определяется коэффициентом, который пропорционален количеству дефектных зубьев диагностируемой шестерни и фундаментальной частоте пары шестерен.

Выводы

В результате проведенных теоретических и экспериментальных исследований были получены следующие научные выводы и результаты:

Впервые установлено, что источником, инициирующим изменение статистических параметров сигналов вибраций зубчатых передач ГТД, являются процессы в камере сгорания, которые влияют на параметр первой производной крутящего момента зубчатых пар.

Впервые предложен метод спектральной обработки сигнала вибраций зубчатых передач ГТД, основанный на факте несоответствия критерию стационарности сигнала пересопределения зубьев колес редукторов. Предложенный и апробированный метод анализа спектральной плотности мощности позволяет увеличить помехоустойчивость и, как минимум, в два раза увеличить точность диагностического контроля технического состояния деталей редукторов.

Предложена и апробирована методика определения частоты дискретизации квазистационарных сигналов пересопределения зубьев, которая основана на критерии максимальной дисперсии и интервальной вероятности аппроксимации автокорреляционной функции сигнала на интервале корреляции. Методика позволяет увеличить точность (до 10%) и частотный диапазон диагностического контроля технического состояния деталей зубчатых передач.

Доказано, что длительность окна спектрального анализа квазистохастического сигнала вибраций деталей зубчатых передач ГТД, основанная на критерии максимальной дисперсии и интервальной вероятности максимума математического ожидания спектральной мощности сигнала зубцовой частоты, должна быть не менее периода фундаментальной частоты пары сопрягающихся шестерен редуктора. Эффективный выбор окна анализа позволяет получить приемлемое частотное разрешение при увеличении точности измерения амплитуды не менее чем на 30% .

Результатом положительного эффекта модифицированных, разработанных и исследованных методов является повышение точности спектрального анализа диагностического контроля технического состояния деталей зубчатых передач ГТД не менее чем в два раза. Информационная адекватность разработанных математических моделей экспериментально подтверждена методами временного, корре-

ляционного, статистического и спектрального анализа параметров диагностического контроля технического состояния деталей зубчатых передач при стендовых испытаниях двигателей АО «Мотор Сич».

Разработанные методы анализа спектральных максимумов и их программная реализация внедрены в изделия АО «Мотор Сич», ЗМКБ «Прогресс».

Направлениями дальнейших исследований можно определить анализ и исследование последующих модификаций спектральных методов, которые будут определяться по параметру нестационарности сигналов вибраций. Особое внимание необходимо уделить исследованиям процессов диагностического контроля технического состояния во временной области.

Литература

1. Авиационные зубчатые передачи и редуктор [Текст] / Под ред. Э.Б. Вулгакова. М.: Машиностроение, 1981. – 374 с.
2. Папченко А.В. Методическая адекватность спектральной модели в задаче технического диагностирования роторных деталей редукторов ГТД [Текст] / В.Н. Журавлев, А.В. Папченко, С.А. Борзов // «Вестник двигателестроения» – Запорожье, АО «Мотор Сич», 2014. – № 2. – С. 221 – 228.
3. Вибрации в технике. Колебания машин, конструкций и их элементов: Справочник.- т. 3 [Текст] / Под ред. В.Н. Челомея.- М.: Машиностроение, 1980.-544с.
4. Папченко А.В. Виброкинематометрия зубчатых передач [Текст] / В.Н. Журавлев, А.Б. Единолич, А.В. Папченко // Харьков «ХАИ», «Авиационно-космическая техника и технология», 2015г. - №1 (118). - С.89 - 94.

Поступила в редакцию 11.06.2015

О.В. Папченко. Ефективність спектральних методів діагностичного контролю технічного стану зубчастих передач ГТД

Вирішене наукове завдання підвищення ефективності методів експлуатаційного діагностичного контролю технічного стану зубчастих передач, що дозволяє більш надійно виділити в сигналі вібрацій корпусу двигуна ознаки відхилення характеристик деталей редуктора від штатного стану й доповнити автоматичну систему аналізу технічного стану роторних деталей ГТД п'ятого й шостого поколінь. Запропонований метод спектральної обробки сигналу вібрацій зубчастих передач ГТД, заснований на факті невідповідності критерію стаціонарності сигналу пересполучення зубів коліс редукторів, який дозволяє, як мінімум, у два рази збільшити точність виміру амплітудних максимумів вібрацій. Для цифрової реалізації методу розроблена методика визначення частоти дискретизації квазістаціонарних сигналів пересполучення зубів, яка дозволяє збільшити точність і частотний діапазон апаратури діагностичного контролю технічного стану деталей редукторів ГТД. Доведено, що тривалість вікна спектрального аналізу квазістохастического сигналу вібрацій деталей зубчастих передач ГТД, заснована на критерії максимальної дисперсії й інтервальної імовірності максимуму математичного очікування спектральної потужності сигналу зубцової частоти, повинна бути не менш періоду фундаментальної частоти пари шестирень, що сполучаються, редуктора.

Ключові слова: газотурбінні двигуни, вібродіагностика, зубчасті передачі, спектральний аналіз, технічний стан.

A.V.Papchonkov. Efficiency of spectral methods of diagnostic check of the technical condition of tooth gearings turbo-engines

The scientific problem of increase of efficiency of methods of operational diagnostic check of a technical condition of the tooth gearings is solved, allowing to allocate in a signal of vibrations of the case of the engine signs of a deviation of characteristics of details of a reducer from a regular condition more reliably and to add automatic system of the analysis of a technical condition of rotors details turbo-engines of the fifth and sixth generations. The method of spectral processing of a signal of vibrations of tooth gearings turbo-engines, based on the fact of discrepancy is offered criterion stationarity a signal of reinterface of teeth of wheels of reducers which allows to increase, at least, in two rose accuracy of measurement of peak maxima of vibrations. The technique of definition of frequency of digitization is developed for digital realisation of a method quasistationary signals of reinterface of teeth which allows to increase accuracy and a frequency range of equipment of diagnostic check of a technical condition of details of reducers turbo-engines. It is proved, that duration of a window of the spectral analysis quasistochastic a signal of vibrations of details of tooth gearings turbo-engines, based on criterion of the maximum dispersion and interval probability of a maximum of a population mean of spectral capacity of a signal tooth frequencies, should be not less the period of fundamental frequency of pair interfaced gear wheels of a reducer.

Keywords: Turbo-engines, вибродиагностика, tooth gearings, spectral the analysis, a technical condition.