

УДК 621.01621.833:24:539.3

Папчёнков А. В.

АО «Мотор Сич». Украина, г. Запорожье

ФАЗОВЫЙ МЕТОД ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ ДИАГНОСТИКИ ЗУБЬЕВ ШЕСТЕРЁН РЕДУКТОРОВ ГТД

Предложено решение задачи диагностики зубчатых передач, в том числе, для газотурбинных двигателей, методом квадратурного анализа вибрационного сигнала на частоте зацепления зубьев контролируемой шестерни. Разработана и апробирована математическая модель амплитудно-фазовой модуляции сигнала вибраций зубчатой передачи, при этом параметры модели чувствительны к величине линейной деформации зуба в эксплуатационном процессе передачи крутящего момента.

Ключевые слова: газотурбинные двигатели; вибродиагностика; зубчатые передачи; квадратурная амплитудно-фазовая модуляция.

Введение

Традиционным решением проблемы эксплуатационного и стендового технического диагностирования наиболее напряжённых узлов – зубчатых передач редуктора турбовинтовых газотурбинных двигателей (ГТД), является анализ информацион-

ной составляющей математических моделей физического процесса трансформации крутящего момента [1], который инициирует вибрации поверхности корпуса редуктора. Учитывая статистику дефектов зубчатых передач, целью анализа должна быть информация о динамических отклонениях параметров каждого зуба исследуемой шестерни

под эксплуатационной нагрузкой от норм параметров, заданных в конструкторской документации.

Таким образом, важной и актуальной проблемой современного двигателестроения является разработка эффективных методов эксплуатационного диагностирования зубчатых передач [2], позволяющих более надежно выделить в сигнале вибраций корпуса двигателя информационную составляющую физического процесса трансформации крутящего момента.

Постановка задачи

Наиболее просто задача решается для технических систем, у которых строго постоянны момент на входном валу и момент сопротивления нагрузки. Сигналы вибраций корпуса $s(t)$, которые содержат в себе сигнал информационной составляющей линейной деформации зуба $s_z(t) \in s(t)$ физического процесса трансформации крутящего момента, в этом случае обладают свойством строгой стационарности, т.е. неизменны в пространстве времени. Девиацию информационной составляющей на интервале временного окна $Ta \in t$ можно анализировать:

– во временной области [3], применяя статистическую модель анализа тренда значений статистических моментов,

$$m_n(t, \Delta t, Ta) = \frac{1}{l-1} \sum_{k=1}^l \{s(t, \Delta t, Ta) - M[s(t, \Delta t, Ta)]\}^k, \\ \Delta t \in Ta \in t,$$

где: Δt – интервал времени между выборками значения параметра сигнала;

l – количество выборок;

k – порядок момента;

$M[\]$ – математическое ожидание исследуемого сигнала;

– в частотной области, на частоте ω_z зацепления зубьев контролируемой шестерни, и фазовой областях, корректно применяя [4] спектральную модель анализа составляющих комплексного параметра

$$\dot{F}(\omega_z, Ta) = \int_{t_1}^{Ta+t_1} s(t) e^{j\omega_z t} dt,$$

модуль которого будет соответствовать амплитуде $F(\omega_z, Ta) = |\dot{F}(\omega_z, Ta)|$ информационного сигнала, а арктангенс отношения мнимой к вещественной составляющей – его фазе

$$\phi_x(\omega_z, Ta) = \arctan \left\{ \frac{\text{Im}[\dot{F}(\omega_z, Ta)]}{\text{Re}[\dot{F}(\omega_z, Ta)]} \right\}.$$

В [5] показано, что девиации функции в фазовой области $\phi_z(\omega_z, Ta)$ (рис. 1) является информационным параметром сигнала $s_z(t)$, позволяющим провести анализ динамических линейных отклонений

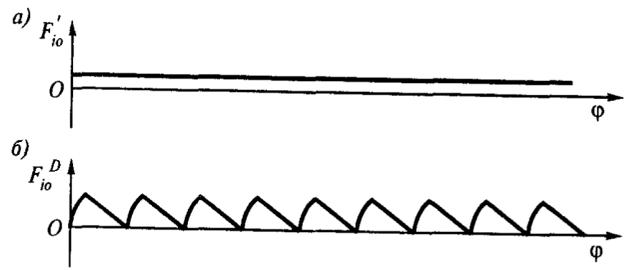


Рис. 1. Кинематограммы идеальной пары зубчатых колёс при нулевой (а) и постоянной нагрузке [5]

каждого зуба исследуемой шестерни от норм параметров, заданных в конструкторской документации.

Приведенные выше математические модели позволяют диагностировать состояние каждого зуба шестерни зубчатой передачи при строгом выполнении условия $Ta = 1/\omega_z$, которое невыполнимо в части допусков технологии производства и динамики девиации момента нагрузки при приемосдаточных испытаниях, особенно на открытых стендах. Количество выборок l должно обладать свойством статистической представительности в части информационного параметра, т.е. $l \geq 18$ для доверительной вероятности 90% (доверительном интервале $\pm 10\%$) и $l \geq 56$ для доверительной вероятности 95% (доверительном интервале $\pm 5\%$).

Решение поставленной задачи усложняется при применении приведенных выше математических моделей для анализа функции информационного параметра $\phi_z(\omega_z, Ta)$ зубьев шестерён главных редукторов турбовинтовых ГТД (рис. 2), работающих при эксплуатационной нагрузке. Нестационарные турбулентные процессы горения топлива в камере сгорания и динамики нагрузки на воздушный винт дестабилизируют крутящий момент, трансформируемый редуктором.

Вибрационный сигнал на частоте зацепления зубьев контролируемой шестерни теряет свойство стационарности и, как следствие этого, спектральная модель

$$s_z(t) = A_z(t) \cos[\omega_z(t)] \\ \omega_z(t) = const, \\ t \in [Tr], \\ A_z(t)|_{t \in [Tr]} = const \quad (1)$$

приобретает свойство методической неопределённости [4], которое ограничивает её применение в качестве инструмента для решения задачи эксплуатационного и стендового технического диагностирования состояния зубьев шестерён. Близкорасположенные частоты вибраций различных деталей двигателя уменьшают отношение информационного сигнала на частоте зацепления зубьев контролируемой шестерни к сигналу близлежащей помехи. Фундаментальным недостатком метода является процесс

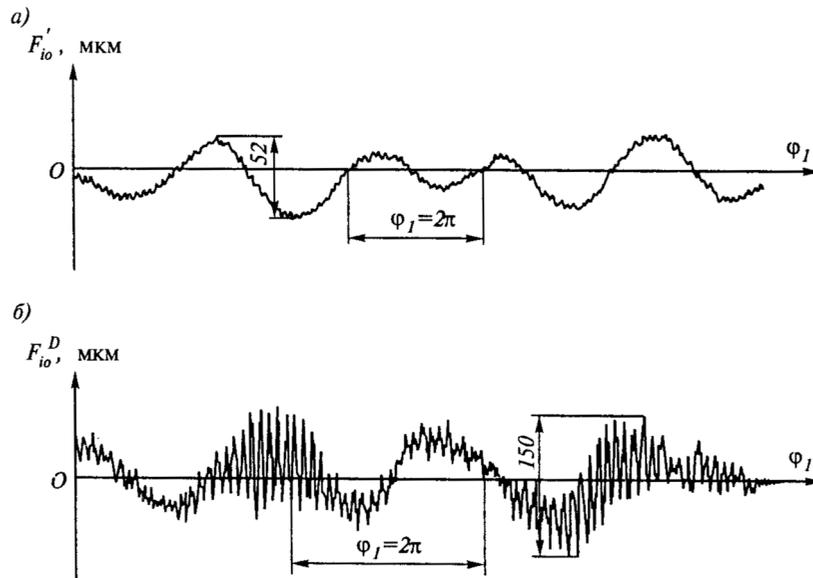


Рис. 2. Кинематограммы реальной пары (22 зубозацепления за один оборот вала, ~4,5 оборота вала на графике) зубчатых колёс (данные ЦИАМа) при нулевой (а) и реальной нагрузке в составе ГТД [5]

интегрирования (осреднения) на интервале окна анализа сигнала Ta признаков отклонения характеристик одного из зубьев исследуемой шестерни от штатного состояния. Данный факт отрицательно влияет на точность традиционной модели, работающей в частотной области, определяя недопустимо большую, в части решения задачи диагностики, дисперсию информационного параметра шестерни – амплитуды линейной деформации $F(t)$ для каждого её зуба.

Анализ динамики процесса передачи крутящего момента парой зубьев на интервале времени передачи ими крутящего момента позволяет сделать вывод о псевдогармоническом характере сигнала зубцовой частоты $s_2(t)$, который имеет, как минимум, два максимума – при входе и выходе из зацепления. С целью адаптации выражения (1) к параметрам динамической кинематической погрешности представим сигнал $s_2(t)$ в виде математической модели амплитудно-фазовой модуляции $Md_{A,\phi}[*]$ несущего сигнала с зубцовой частотой $\omega_2(t)$:

$$\begin{aligned} s_2(t) &= Md_{A,\phi} [A_z(t), \phi_z(t)], \\ s_2(t) &= A_z(t) \cos[\omega_2(t) - \phi_z(t)] + \\ \omega_2(t) &= const, \\ t &\in [Tr]. \end{aligned} \quad (2)$$

Учитывая моменты инерции вращающихся узлов ГТД и точность стабилизации частот вращения турбин, введём ограничения модели: параметры несущего сигнала на интервале времени одного периода Tr роторной частоты $\omega_2 = const$ не изменяется $\omega_2(t) = const, t \in [Tr]$, что на стадии первого приближения к решению задачи вполне допустимо.

Задачу практической реализации математической модели (2) частично реализует метод расчёта функции динамической кинематической погрешности [5] зацепления, которая определяется в фазовой области дифференциального сигнала положения вала ГТД. Она 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 эксплуатируемых ГТД не всегда возможно. В связи с этим, кинематометрирование используется пока только при доводке передачи, обычно параллельно с тензометрированием.

Конкретизируем одну из задач проблемы, определённой во введении: необходимо решить задачу разработки эффективного метода эксплуатационного диагностирования зубчатых передач [3], работающего в амплитудной и фазовой области сигнала вибраций (2). Метод должен обладать свойством

идентификации в сигнале вибраций корпуса двигателя признаков отклонения характеристик зубьев исследуемой шестерни от штатного состояния.

Квадратурная математическая модель процесса зубозацепления

В [1] нами было предложено решение поставленной задачи (2) методом расчёта преобразования Гильберта. Однако, учитывая то, что поворот векторов амплитуд в фазовой плоскости на 90° (собственно преобразование Гильберта), выполняется с данными, полученными после преобразования Фурье и, таким образом, возникает фундаментальное требование стационарности сигнала $s_z(t)$, $t \in Tr$ адекватность этого метода признана нами неудовлетворительной в части применения для эксплуатационного диагностирования зубьев зубчатых передач ГТД.

Модифицируем преобразование Гильберта и представим модель (2) в виде процесса квадратурной амплитудно-фазовой модуляции двух несущих с частотой $\omega_z(t) = const$, зацепления зубьев и сдвинутых друг относительно друга на угол 90° $s_z(t) = a(t)\cos[\omega_z(t)] + b(t)\sin[\omega_z(t)]$. Получим следующую математическую модель [6]:

$$\begin{aligned} s_z(t) &= \sqrt{a^2(t) + b^2(t)} \times \\ &+ \cos\left\{\omega_z(t) - \arctg\frac{a(t)}{b(t)} + \frac{\pi}{2}[\text{sign}(a(t) - 1)]\right\}, \\ \omega_z(t) &= const, \\ \omega_r(t) &= const, \\ t &\in [Tr]. \end{aligned}$$

Амплитудная модуляция процесса передачи крутящего момента описывается множителем $F_z(t) = \sqrt{a^2(t) + b^2(t)}$, а фазовая – слагаемым

$$\phi_z(t) = \arctg\frac{a(t)}{b(t)}. \text{ Слагаемое } \frac{\pi}{2}[\text{sign}(a(t) - 1)] \text{ опи-}$$

сывает синусную составляющую сигнала. Для расчёта параметра линейной деформации зуба $F(t)$ (рис. 2) шестерни под нагрузкой необходимо вычислить произведение радиуса делительной окружности на параметр модуляции фазы, выраженный в радианах.

Анализ результатов экспериментальных исследований

Адекватность модели (3) проверялась в процессе анализа сигнала датчика поперечных горизонтальных вибраций ведущей шестерни редуктора привода воздушного винта двигателя АИ – 450 с,

который проходил испытания на открытом стенде ГП «Ивченко–Прогресс». Испытания проводились днём, при 3°C и ветровой нагрузке 5 м/с с порывами до 10 м/с , направленной сзади в левый борт двигателя под углом порядка 30° . Анализируемый сигнал вибраций $s_z(t)$, который содержит сигнал зубцовой частоты $s_z(t) \in s(t)$ (файл V_z-1103), интервалом 1 с , был записан приблизительно в середине режима двигателя «взлётный», длительность которого около 5 мин . Стабилизацией режима модель (3) была частично минимизирована в части погрешности от ограничений $\omega_z(t) = const$, $t \in [Tr_{st}]$, где Tr_{st} – период вращения свободной турбины.

Датчик вибраций имеет линейную фазовую характеристику преобразования до частоты 20000 Hz , апертура его чувствительности ориентирована по оси Z задней опоры двигателя. Сигнал датчика записывался 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. На этом этапе исследований можно констатировать, что интервал дискретизации Δt_d аналого-цифрового преобразователя не позволяет с доверительной вероятностью 90% идентифицировать параметры второй гармоники частоты $f_z = 32953,04 \text{ Hz}$ зацепления зубьев контролируемой шестерни, т.к. мы имеем менее восьми отсчётов на один период несущей частоты, т.о. параметр фазового разрешения дискретности преобразования $\Delta\phi(\Delta t_d)$ хуже чем $2\pi/8 = 0,785 \text{ rad}$.

Результаты экспериментальных исследований квадратурной модели (3) анализа зубчатой пары на частоте зубозацепления представлены на рис. 3. Исследуемый сигнал вибраций $s(t)$ на интервале анализа Ta , который соответствует девяти периодам роторной частоты Tr_{st} свободной турбины и ведущей шестерни, представлен на верхнем графике; функция параметра фазовой модуляции $\phi(t)$ второй гармоники частоты зацепления зубьев на том же интервале времени – на среднем графике; та же функция $\phi(t)$ на интервале времени одного оборота вала свободной турбины Tr_{st} – на нижнем графике.

Визуальный анализ функции $\phi(t)$ амплитудно-фазовой модуляции несущей $f_z = 32953,04 \text{ Hz}$ позволяет сделать вывод, с учётом различных функций момента нагрузки, о её информационной адекватности с экспериментальным данным лабораторных исследований, приведённым в [5]. На графике можно анализировать двойной сигнал от каждого зуба шестерни (27 зубьев) и влияние девиации момента нагрузки воздушного винта. Эксплуатационные условия проведения эксперимента (открытый стенд и импульсная ветровая нагрузка) позволяют оценить влияние на результат исследований теоретических ограничений $\omega_r(t) = const$, $t \in [Tr_{st}]$. На нижнем графике они частично выпол-

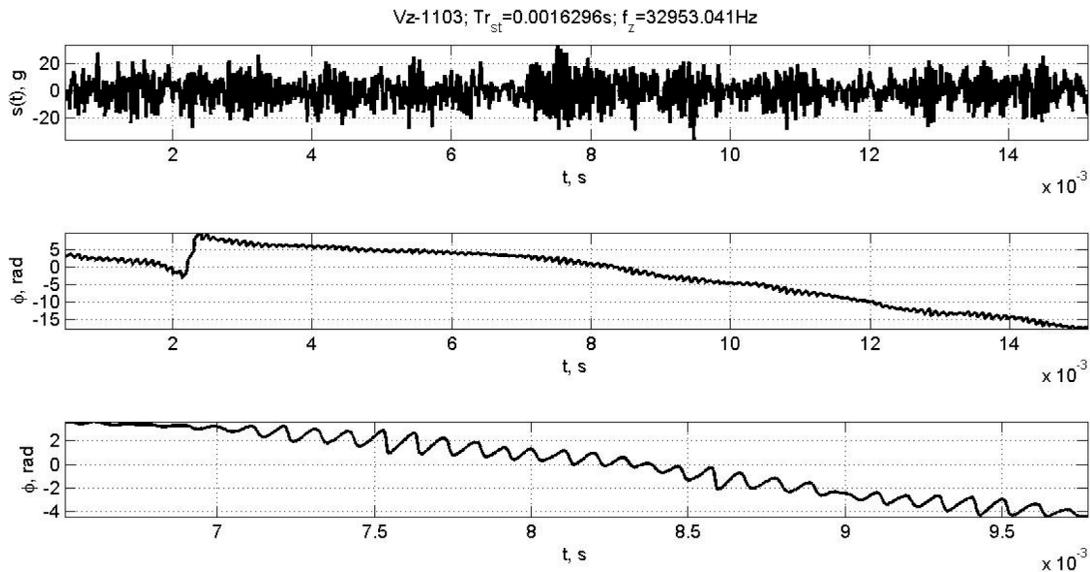


Рис. 3. Результаты анализа параметров квадратурной демодуляции сигнала вибраций зубчатой пары редуктора на второй гармонике частоты зацепления зубьев

няются при $\phi(t) \approx 0$, т.е. на интервале времени $\Delta T_{st} \approx 0,1 \times 10^{-3}$ с. Следует отметить, что при эксплуатационной нагрузке ограничения предложенной математической модели (3) выполняются не в полной мере, т.е. $\omega_z(t) \approx const$, $\omega_r(t) \approx const$, $t \in [T_{st}]$. При анализе тренда значений статистических моментов параметра ограничения $\omega_z(t) \approx const$ на интервалах $t \in [T_{st}]$ была применена статистическая модель с предположением нормального закона функции распределения плотности вероятности параметра угловой скорости. Среднеквадратическое отклонение параметра наблюдалось в пределах $\sigma[\omega_r(t)] \approx 0,02$, $t \in [T_{st}]$ с пикфактором $Pf \approx 1,048 M[\omega_r(t)]$, $t \in [T_{st}]$, где $M[\omega_r(t)]$ – математическое ожидание оборотов вала свободной турбины, стабилизируемое системой управления ГТД.

Синхронные крутильные деформации системы: лопатки свободной турбины – диск – вал – ведущая шестерня (в системе координат задней опоры двигателя) были исследованы при применении модели (3) с адаптацией параметра несущей частоты. После этого, с учетом параметров тренда математического ожидания несущей частоты $\omega_{rn}(t)$, рассчитывается основной информационный параметр шестерни – амплитуда линейной деформации $F_z(t)$ для каждого зуба. Погрешность расчёта определяется параметрами среднеквадратического отклонения $\sigma[\omega_r(t)]$ на интервалах $t \in [T_{st}]$ и фазового разрешения дискретности преобразования $\Delta\phi(\Delta t_d)$.

Влияние ограничений математической модели и эксплуатационной девиации параметров ω_{rn} и $\Delta\phi(\Delta t_d)$ на точность предложенного метода будет исследована при проведении перспективных работ и предложена к обсуждению в публикациях.

Выводы

Предложена и апробирована метод квадратурной амплитудно-фазовой модуляции нестационарного сигнала вибраций при передаче крутящего момента зубчатой парой. Метод обладает свойством идентификации в сигнале вибраций корпуса двигателя признаков отклонения характеристик зубьев исследуемой шестерни от штатного состояния. Предложенное решение задачи, входящей в проблему эксплуатационного диагностирования зубчатых передач, позволит повысить точность эксплуатационной вибродиагностики редукторов ГТД. Повышение точности достигается путём применения модели квадратурной амплитудно-фазовой модуляции нестационарного сигнала вибраций зубьев исследуемых шестерён, работающего в пространстве фаз и исключаящего процесс интегрирования (осреднения) на интервале окна анализа сигнала признаков отклонения характеристик одного из зубьев исследуемой шестерни от штатного состояния.

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.

Литература

- [1] Журавлёв В.Н. Виброкинематометрия зубчатых передач [Текст] / В.Н. Журавлёв, А.В. Папченко, А.Б. Единолич, А.В. Корнейчук // Вестник НТУ

- "ХПИ". Серия: Проблемы механического привода. – Х.:НТУ "ХПИ", 2015. – № 35(1144). – С. 56 – 60.
- [2] Дорофеев В.Л. Система моделирования «AEROFLANK» & прямой синтез износостойких и малошумящих зубчатых передач [Текст] / В.Л. Дорофеев, В.В. Голованов, Д.В. Дорофеев // Авиационно-космическая техника и технология. Вісник НТУ "ХПІ" – Харьков, 2013. – № 40(1013). – С. 39 – 48.
- [3] 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.
- [4] 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.
- [5] Производство зубчатых колёс газотурбинных двигателей [Текст] / Ю.С. Елисеев, В.В. Крымов, И.П. Нежурин и др. под ред. Ю.С. Елисеева. М.: Высшая школа, 2001. – 493 с.
- [6] Заявка а201600803 Украина, МПКG01M 13/02 (2015.01). Способ диагностики эксплуатационной деформации зубьев шестерён зубчатых передач [Текст] / В.Н. Журавлёв, И.Ф. Кравченко, А.Б. Единолич и др. заявитель ГП "Ивченко-Прогресс", ОАО "Мотор Сич" заявл. от 01.02.2016 – Запорожье, 2016.

Papchenkov A. V.

Motor Sich, JSC. Ukraine, Zaporozhye

MATHEMATICAL MODEL OF PEAK AND PHASE PROCESSES IN A PROBLEM OF ENGINEERING DIAGNOSTICS OF TEETHS OF GEAR WHEELS OF GAS TURBINE ENGINE REDUCTION GEARS

The solution of a problem of diagnostics of gears, including, for gas-turbine drives, a method of the quadrature analysis of a vibrational signal on frequency of engagement of teeths of a controllable gear wheel is offered. The mathematical model of amplitude-phase modulation of a signal of vibrations of a gear is developed and approved, model parametres are sensitive to value of a linear deformation of a cog in operation process of transfer of a torque.

Keywords: gas-turbine drives; vibration diagnostic; mathematical model; gears; quadrature amplitude-phase modulation.

References

- [1] Zhuravlev V.N., Papchenkov V.N., Edinovich A.B., Korneichuk A.V. Vibrokinematometriya zubchatykh peredach [Gear box vibrokinematicometry]. Vestnik NTU "KhPI". – Kharkov:NTU "KhPI", 2015. – no 35(1144). – pp. 56 – 60.
- [2] Dorofeev V.L., Golovanov V.V., Dorofeev D.V. Sistema modelirovaniya «AEROFLANK» & pryamoj sintez iznosostoykikh i maloshumyashchikh zubchatykh peredach [Simulation system «AEROFLANK» & direct synthesis wear-resistant and quiet gears]/ Aviatsionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya. Visnik NTU "KhPI" – Khar'kov, 2013. – no 40(1013). – pp. 39 – 48.
- [3] Harry J. Decker. Crack Detection for Aerospace Quality Spur Gears, 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.
- [4] Zhuravlev V.N., Papchenkov V.N., S.A. Borzov Metodicheskaya adekvatnost' spektral'noi modeli v zadache tekhnicheskogo diagnostirovaniya rotornykh detalei reduktorov GTD [Method adequacy of fourier model in the technical diagnostic task for rotor parts of gas turbine engine reduction gears]. "Vestnik dvigatelestroeniya" – Zaporozh'e, joint-stock company "Motor Sich", 2014. – no 2. – pp. 221 – 228.
- [5] Eliseev Yu.S., Krymov V.V., Nezhurin I.P. i dr. pod red. Eliseeva Yu.S. Proizvodstvo zubchatykh koles gazoturbinykh dvigatelei [Manufacture of cogwheels of gas-turbine drives]. Moscow, the High school Publ., 2001. – 493 p.
- [6] V.N. Zhuravlev, I.F. Kravchenko, A.B. Edinovich i dr. Sposob diagnostiki ekspluatatsionnoi deformatsii zub'ev shesteren zubchatykh peredach [A way of gear tooth operational deformation diadnostics]. The request а201600803 Ukraine, МПКG01M 13/02 (2015.01) – Zaporozh'e, 2016.