114 АВИАЦИОННО-КОСМИЧЕСКАЯ ТЕХНИКА И ТЕХНОЛОГИЯ, 2019, № 7(159) ISSN 2663-2217 (online)

УДК 519.688

doi: 10.32620/aktt.2019.7.16

Н. І. БУРАУ, О. Я. ПАЗДРІЙ

Національний технічний університету країни «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», Київ

ІНТЕРПРЕТАЦІЯ ВІБРАЦІЙНИХ СИГНАЛІВ СКЛАДНОЇ РОТОРНОЇ СИСТЕМИ НА ОСНОВІ ФРАКТАЛЬНОГО АНАЛІЗУ

В роботі аналізуються вібраційні сигнали, отримані шляхом моделювання робочого колеса складної роторної системи, наприклад, авіаційного газотурбінного двигуна, в умовах стаціонарного та нестаціонарного збурення. Розглядається чотири режими вібраційного збурення: стаціонарне полігармонічне збурення з частотою обертання ротора та супергармонічними складовими; стаціонарне полігармонічне збурення з частотою обертання ротора та субгармонічними складовими; нестаціонарне вібраційне збурення при лінійному збільшенні частоти обертання ротора із супергармонічними та субгармонічними складовими миттєвої частоти обертання ротора. На виході моделі робочого колеса сформовано вібраційні сигнали, які в подальшому аналізувались без врахування та з врахуванням адитивного шуму. Для обробки сигналів використано фрактальний та масштабно-часовий (вейвлет) аналіз. Визначення фрактальної структури змодельованих вібраційних сигналів виконано на основі R/S аналізу, або методу нормованого розмаху, в результаті чого було визначено показник Херста. Результати показали, що вібраційні сигнали, отримані на усіх розглянутих режимах вібраційного збурення без врахування адитивного шуму, за показником Херста є антиперсистентними трендонестійкими сигналами. 3 урахуванням адитивного шуму показник Херста збільшується, властивості вібраційних процесів на стаціонарних режимах збурення наближаються до персистентності та появи тренду, а при нестаціонарному вібраційному збуренні – до процесів типу білого шуму. Для вібраційного сигналу, отриманого при стаціонарному полігармонічному збуренні із супергармонічними складовими було проведено попереднє вейвлет-розкладання в набір апроксимацій та деталей з подальшим визначенням показника Херста для кожного елементу розкладання. Отримані результати показали неоднозначне змінювання показника Херста для різних елементів розкладання. Отримані результати можуть бути використані для вдосконалення методичного та алгоритмічного забезпечення систем функціональної діагностики складних роторних систем при появі та розвитку пошкоджень їх обертових елементів.

Ключові слова: газотурбінний двигун; вібраційні сигнали; обробка сигналів; фрактальний аналіз; показник Херста; R/S аналіз; вейвлет-розкладання.

Вступ

Протягом останніх десятиліть теорія та практика технічної діагностики складних роторних систем, наприклад, авіаційних газотурбінних двигунів (ГТД) розвивається шляхом універсалізації методів та засобів діагностування, забезпечення високої ефективності їх використання, оптимальності розподілення діагностичних функцій між бортовими та наземними засобами контролю, застосування комплексних діагностичних систем, інтелектуальних систем реєстрації та аналізу діагностичної інформації. Суттєвого розвитку набули системи функціональної діагностики на основі використанні діагностичної інформації, отриманої безпосередньо в процесі функціонування роторної системи – даних про параметри та характеристики динамічних процесів, серед яких слід виділити вібраційні та віброакустичні процеси, що протікають в ГТД під час експлуатації [1, 2].

Експлуатація ГТД супроводжується вимуше-

ними та резонансними коливаннями його окремих агрегатів, вузлів та деталей. Саме тому більшість несправностей, які виникають в двигунах при їх експлуатації, або безпосередньо викликаються коливаннями, або ж знаходять в них своє відображення. Висока інформативність вібраційних та акустичних сигналів, простота їх перетворення в електричні сигнали, можливість їх вимірювання та аналізу в умовах експлуатації обумовили застосування методів вібраційної та віброакустичної діагностики для більш раннього виявлення та попередження розвитку дефектів і пошкоджень роторних елементів ГТД.

Тенденції розвитку вібродіагностичних методів передбачають вдосконалення як їх засобів (сенсорів, перетворювачів, тощо), так і методичного та алгоритмічного забезпечення для аналізу вібраційних сигналів. В загальному випадку [1] вібрація ГТД є випадковим широкосмуговим процесом (від 0,1 Гц до понад 10 кГц), зі значною кількістю складових, що генеруються різними елементами двигуна чи обумовлені їх взаємодією. Для обробки вібраційних сигналів вже традиційно застосовуються методи фільтрації, статистичного, спектрального, частотночасового та масштабно - часового аналізу [2].

Для підвищення ефективності методів обробки при необхідності виділення малих інформативних складових доцільно виконувати багаторівневу обробку сигналів з поетапним застосуванням різних методів аналізу [3]. Такий підхід дозволяє не тільки поетапно виділити складові з малою коливальною енергією, що несуть інформацію про зміну технічного стану роторного елемента чи системи в цілому, а й підвищити інформативність чи забезпечити більш чітку інтерпретацію характеристик вібраційних сигналів. Прикладом останнього випадку є робота [4], в якій для підвищення діагностичної цінності та інформативності результатів частотночасового аналізу віброакустичних сигналів застосовано додатковий рівень обробки отриманих частотно-часових оцінок на основі фрактального аналізу. Це дозволило отримати інтегральну кількісну оцінку частотно-часового спектра, за якою можна розрізнити технічний стан ГТД за відсутності та наявності пошкодження елементів.

В основі фрактального аналізу, як методу обробки часових послідовностей та зображень, лежить використання нерегулярних самоподібних структур – фракталів [5, 6]. Застосування фрактального аналізу дозволяє отримати прості кількісні характеристики складних шумоподібних сигналів (фрактальна розмірність, показник Херста, кореляційна розмірність, розмір вкладення, тощо). В [7] фрактальний аналіз використовується для аналізу часових рядів виділення сейсмічної енергії. Методи визначення фрактальних властивостей часових рядів в системах моніторингу сенсорних мереж наведено в [8]. В [9] на основі модельних сигналів досліджено інтерпретаційні можливості R/S аналізу.

Метою даної статті є застосування фрактального аналізу для інтерпретації змодельованих вібраційних сигналів робочого колеса ГДТ на стаціонарному та перехідному режимах.

1. Постановка задачі

Більшість процесів, що протікають під час експлуатації складних роторних систем в умовах тривалого динамічного збурення, характеризуються шумоподібними часовими реалізаціями, багатокомпонентними складом, часто – хаотичністю..

В таких випадках складно виявити корисну складову сигналу, спрогнозувати зміни чи класифікувати його. Фрактальний аналіз є одним із перспективних напрямків для дослідження таких часових послідовностей. Це обумовлено його здатністю аналізувати сигнали, які з точки зору кореляційної або спектральної теорії являються не більше, ніж просто білим шумом чи броунівським рухом [5].

Фракталом називається структура, що складається з частин, які в якомусь сенсі подібні цілому. Є різні сімейства геометричних чи конструктивних фракталів, які мають властивості самоподібності та масштабної інваріантності і можуть досить компактно описувати різноманітні об'єкти і процеси [5, 6]. В [10] фрактали розглядаються як множина точок, які вкладені у простір. Параметр, що характеризує міру заповнення фрактальною множиною деякого простору (простору вкладення), називається фрактальною розмірністю. Наближено фрактальну розмірність можна вважати характеристикою геометричної складності просторового об'єкта. В залежності від об'єкта дослідження та методу розрахунку в [6] наведено аналіз різних видів фрактальної розмірності, які застосовуються для визначення та характеристики фрактальної структури часових послідовностей і зображень.

Для часових послідовностей основним методом визначення фрактальної структури є R/S - аналіз, або метод нормованого розмаху, розроблений англійським гідрологом Гарольдом Е. Херстом. Розрахунок показника Херста Н проводиться за таким алгоритмом [11]:

1. Часову послідовність довжиною L необхідно поділити на d діапазонів $Z_{i,m}$ довжини n, для кожного діапазону i = 1,...,n; m = 1,...,d.

2. Для кожного діапазону $Z_{i,m}$ необхідно визначити середнє значення E_m та стандартне відхилення S_m .

3. Дані з діапазонів $Z_{i,m}$ потрібно центрувати шляхом віднімання середнього значення вибірки $X_{i,m} = Z_{i,m} - E_m$ для i = 1,...,n.

4. За отриманими даними створити кумулятивний часовий ряд $Y_{i,m} = \sum\nolimits_{j=1}^{i} X_{j,m}$.

5. Розрахувати розмах в межах кожного діапазону $R_m = \max\{Y_{1,m}, ..., Y_{n,m}\} - \min\{Y_{1,m}, ..., Y_{n,m}\}.$

6. Нормувати розмах R_m / S_m .

7. Розрахувати середнє значення нормованого розмаху $(R/S)_n$ всіх діапазонів довжини n.

Отримані дані подаються у вигляді графіка в подвійних логарифмічних масштабах залежності функції $\log(R/S)$ від $\log(n)$. Тангенс кута нахилу лінійної апроксимації отриманого графіка є показником Херста.

Точність визначення показника Херста залежить від довжини часового ряду, ряд повинен бути досить довгим, в роботі [11] було досліджено залежність середньоквадратичної похибки оцінки показника Н від довжини розглянутої вибірки та побудовано довірчі інтервали для Н, що значно підвищує об'єктивність аналізу даного показника.

Показник Херста трактується як відношення «сили» тренду до рівня шуму, при цьому сила тренду оцінюється в залежності від того, на скільки величина Н перевищує значення 0,5.

За звичай прийнято розглядати три інтервали значень показника Херста: 0 < H < 0.5; H = 0.5 та 0.5 < H < 1, однак з досвіду аналізу реальних рядів в прикладних дослідженнях [9] додатково виділяють окремі випадки, коли H = 0, H = 1 та H > 1 (інтерпретацію показника Херста наведено в табл.1).

Таблиця 1

Градація та інтерпретація показника Херста

Значення	Vanauranuaruua maaaaau		
показника	Характеристика процесу		
H = 0	Ідеальний переміжний або періо-		
	дичний процес, в загальному ви-		
	падку не дуже складна повторю-		
	вана конфігурація.		
0 < H < 0,5	Антиперсистентність (будь-яка		
	тенденція прагне змінитись на		
	протилежну, ймовірність зміни		
	тим вища, чим менше значення		
	Н), кореляція від'ємна.		
H = 0, 5	Білий шум, гаусівська послідов-		
	ність незалежних нормально роз-		
	поділених величин; кореляція		
	відсутня, процес з нульовою		
	пам'яттю.		
0, 5 < H < 1	Персистентність (стійкість тен-		
	денції, наявність довготривалих		
	кореляцій), є стійкий тренд (влас-		
	тивості підсилюються при на-		
	ближенні Ндо 1 і слабшають,		
	якщо Н наближається до 0,5), це		
	процеси з довготривалою		
	пам'яттю, тенденція може бути		
	прогнозована.		
H = 1	Ідеальна стійкість тенденції, лі-		
	нійні залежності, гладкі функції,		
	які мають хоча б одну похідну.		
H>1	Степеневий закон розподілу ча-		
	сового ряду (розподіл з «важ-		
	кими» хвостами), сильні тренди,		
	часові точки розриву похідної.		

З показником Херста пов'язані дві варіації фрактальної розмірності. Фрактальна розмірність D (або розмірність Хаусдорфа-Безиковича) дає оцінку ступеня зламаності ряду і визначається за співвідношенням [5, 10]:

$$\mathsf{D} = 2 - \mathsf{H} \,, \tag{1}$$

де Н – показник Херста.

Параметри H i D є мірою стійкості статистичного явища чи мірою тривалості довгострокової залежності стохастичного процесу. Фрактальна розмірніть Мандельброта A є оберненою величиною до показника Херста (A=1/H) і є розмірністю простору ймовірностей, за якою оцінюється товщина хвостів у функції щільності ймовірності.

У даному дослідженні пропонується визначити показник Херста на основі R/S аналізу для інтерпретації та класифікації вібраційних сигналів робочого колеса ГДТ на стаціонарному та перехідному режимах експлуатації.

2. Моделювання та аналіз вібраційних сигналів

2.1. Моделювання вібраційних сигналів

Моделювання вібраційних сигналів виконано відповідно до методики та схеми моделювання робочого колеса ГТД, наведених в роботі [2]. Досліджується одне робоче колесо, яке містить 21 лопатку, на стаціонарному та перехідному режимах Експлуатації. Як моделі лопаток розглядались коливальні системи з одним ступенем вільності, які в схемі моделювання задавались їх імпульсними характеристиками. Власна частота прийнята однаковою для всіх лопаток $\omega = 628 \text{ c}^{-1}$ (f =100 Гц).

Вібраційне збурення на стаціонарному режимі експлуатації задавалось моделлю полі гармонічного сигналу, основною складовою якого є перша роторна гармоніка (складова на частоті обертання ротора ω_p). Розглядались два режими стаціонарного вібраційного збурення: режим 1 – з додатковими супергармонічними складовими на частотах, кратних частоті основної роторної гармоніки $\omega_{pi} = i \cdot \omega_p$, (i=2;3); режим 2 – з додатковими субгармонічними складовими (i=1/2;1/3). Вібраційне збурення формувалось для таких даних: частота обертання ротора $\omega_p = 1570 \text{ c}^{-1}$; відношення амплітуд складових вібрації для режиму 1 складає $P_1: P_2: P_3 = 1:10^{-2}:10^{-3}$,

цп для режиму Г складає $P_1: P_2: P_3 = 1:10$:10 для режиму 2 – $P_1: P_{1/2}: P_{1/3} = 1:10^{-2}: 10^{-3}$.

На перехідному режимі в моделі вібраційного збурення враховано лінійне змінювання частоти обертання ротору. Миттєве значення частоти обертання визначається як $\omega_p(t) = \omega_{p0} + \beta t$, де ω_{p0} - початкове значення частоти обертання, а β - швидкість змінювання частоти обертання, а β - швидкість змінювання частоти обертання ротора. Як і для стаціонарного збурення, розглядались режими збурення з додатковими супергармонічними складовими (режим 3) та з додатковими субгармонічними складовими (режим 4). Вібраційне збурення формувалось для таких даних: $\omega_{p0}=220$ с⁻¹; $\beta=110$ с⁻²; від-

ношення амплітуд складових вібрації обрано як і для режимів стаціонарного збурення.

Формування вібраційних сигналів на виході моделі робочого колеса проведено шляхом згортки імпульсних характеристик лопаток та відповідного вхідного вібраційного збурення. Отримані вібраційні сигнали використовувались для подальшого аналізу без урахування та з урахуванням адитивної завади (стаціонарного гаусівського шуму) з нульовим середнім значенням. Величина дисперсії шуму задавалась так, щоб забезпечити такі значення відношення сигнал/шум $\rho = 16$ та $\rho = 16 \cdot 10^2$.

Моделювання вібраційних сигналів проведено на часовому інтервалі t = 5 c, період дискретизації - $\Delta T = 1 \cdot 10^{-4}$ c (частота дискретизації f_д = 10 кГц), часові реалізації містять N = 5 · 10⁴ точок.

Вибірку змодельованого вібраційного сигналу (N = 5000 точок) на режимі 1 вібраційного збурення з урахуванням адитивного шуму ($\rho = 16$) наведено на рис. 1. За віссю ординат відкладено значення амплітуди в умовних одиницях, а за віссю абсцис – час у відліках.



Рис. 1. Вибірка вібраційного сигналу на режимі 1 вібраційного збурення з урахуванням адитивного шуму (ρ = 16)

Вибірку змодельованого вібраційного сигналу (N = 5000 точок) на режимі 2 вібраційного збурення з урахуванням адитивного шуму ($\rho = 16$) наведено на рис. 2. Як видно, вибірки змодельованих часових реалізацій вібраційних сигналів робочого колеса при стаціонарному вібраційному збуренні візуально сприймаються як шумоподібні сигнали і є подібними для збурення з урахуванням супергармонічних складових і збурення з урахуванням субгармонічних складових.

Змодельований вібраційний сигнал на режимі 3

вібраційного збурення (перехідний режим експлуатації) з урахуванням адитивного шуму ($\rho = 16$) наведено на рис. 3.





Сигнал, отриманий на режимі 4 є подібним до наведеного на рис. 3.



Рис. 3. Часова реалізація вібраційного сигналу на режимі 3 вібраційного збурення з урахуванням адитивного шуму (ρ = 16)

Параметри моделі робочого колеса та нестаціонарного вібраційного збурення підібрані таким чином, щоб в отриманій реалізації вібраційного сигналу відобразити момент збудження власних коливань лопаток при швидкій зміні частоти обертання ротора в діапазоні значень власних частот лопаток.

2.2. Аналіз вібраційних сигналів

Для повних реалізацій вібраційних сигналів,

отриманих на виході моделі робочого колеса для кожного із зазначених вище режимів вібраційного збурення з урахуванням та без урахування адитивного шуму різної інтенсивності, виконано R/S аналіз та визначено значення показника Херста. Отримані результати наведено в табл. 2.

Таблиця 2 Значення показника Херста вібраційних сигналів на виході моделі робочого колеса

Режим	Без шуму	З адитивним шумом	
збурення		$\rho = 16 \cdot 10^2$	ρ=16
Режим 1	0,1416	0,2540	0,6752
Режим 2	0,1189	0,2456	0,6698
Режим 3	0,1088	0,1746	0,4977
Режим 4	0,1061	0,1711	0,4963

Як видно з отриманих результатів, показник Херста для змодельованих сигналів на всіх режимах вібраційного збурення без урахування адитивного шуму лежить в інтервалі значень 0 < H < 0,5. Відповідно до наведеної в табл. 1 інформації, цей інтервал значень показника характеризує антиперсистентність значень часових рядів, які аналізуються, зокрема, згідно з [11], за об'єму вибірки $N = 5 \cdot 10^4$ точок розглянуті ряди є антиперсистентними з надійностю 97,5% при $H \le 0,14026$. На нестаціонарних режимах вібраційного збурення значення Н є меншим, тобто для значень сигналів, що відповідають режиму 3 і режиму 4 вібраційного збурення, більш ймовірною є зміна тенденції на протилежну, такі процеси найбільш характерні для ефектів турбулентності [11].

Показник Херста, визначений для сигналів, отриманих при стаціонарному вібраційному збуренні (режим 1 та режим 2) з урахуванням адитивного шуму, зростає зі зменшенням відношення сигнал/шум, що свідчить про появу тренду в цих часових рядах.

Для сигналів, отриманих при нестаціонарному вібраційному збуренні (режим 3 та режим 4), показник Херста наближається до значення 0,5, яке характеризує часову реалізацію, як білий шум. Таке значення показника та інтерпретація за ним вібраційного сигналу не коректним для € нестаціонарних процесів, в яких протягом встановленого часового інтервалу спостереження відбувається значне (майже в 5 разів) збільшення амплітудних значень. Наведені вище значення відношення сигнал/шум визначені по відношенню до частини сигналу до резонансного збудження (перші 30000 точок), тому врахування адитивного шуму практично не впливає на значення вібраційних сигналів після збудження резонансних коливань лопаток. Це підтверджується додатковими дослідженнями нестаціонарних сигналів, для яких визначався показник Херста окремо для різних частин часового ряду: вибірка 1 містить перші 30000 точок (до резонансного збудження); вибірка 2 містить останні 12000 точок реалізації (резонансне збудження). Результати для сигналу, що відповідає режиму 3 вібраційного збурення, наведено в табл. 3.

Таблиця 3

Значення показника Херста для окремих частин нестаціонарного вібраційного сигналу (режим 3)

Вибірка	Без шуму	3 адитивним шумом	
		$\rho = 16 \cdot 10^2$	ρ=16
Вибірка 1	0,1027	0,2038	0,6230
(030000)			
Вибірка 2	0,1005	0,1005	0,1036
(3800050000)			

За наведеними значеннями показника Н було визначено фрактальну розмірність D за виразом (1), результати наведено в табл. 4.

Таблиця 4

Значення D для окремих частин нестаціонарного вібраційного сигналу (режим 3)

Вибірка	Без	3 адитивним шумом	
	шуму	$\rho = 16 \cdot 10^2$	ρ=16
Вибірка 1	1,8973	1,7962	1,3770
(030000)			
Вибірка 2	1,8995	1,8995	1,8964
(3800050000)			

Результати показують, що зменшення відношення сигнал/шум призводить до збільшення різниця в значеннях D для розглянутих вибірок нестаціонарного вібраційного сигналу. Якщо розглядати наведені результати для значення $\rho = 16$, що є найбільш наближеним до реальних вібраційних процесів, то за значенням фрактальної розмірності D можна ідентифікувати збудження резонансних (в даному випадку) коливань в системі. В загальному випадку, за зміною значення H чи D впродовж протікання та аналізу вібраційного процесу можна прогнозувати потенційно нестійкі режими чи стани об'єктів.

Більш детальний фрактальний аналіз вібраційних сигналів можна виконати шляхом застосування попередньої обробки сигналів, наприклад, їх вейвлет-розкладання в ієрархічний набір апроксимацій A_i і деталей D_i (і – кількість рівнів розкладання).

Для отриманих елементів розкладання на другому етапі визначається показник Херста, як для окремих реалізацій. Для прикладу на рис. 4 наведено результату вейвлет-розкладання вібраційного сигналу, отриманого при стаціонарному вібраційному збуренні (режим 1) без урахування адитивного шуму. Для розкладання було вибрано вейвлет Добеші db10, розкладання проводилось на 6 рівнів. За віссю ординат відкладено значення амплітуди в умовних одиницях, а за віссю абсцис – час у відліках.



Рис. 4. Елементи вейвлет-розкладання вібраційного сигналу на режимі 1 вібраційного збурення без врахування адитивного шуму (фрагмент довжиною N=1500 точок)

Результати визначення показника Н наведено в табл. 5. Як видно з наведених результатів, в результаті попереднього вейвлет-розкладання складного вібраційного сигналу має місце його деталізація як за частотою (масштабом) і часом (рис.4), так і за фрактальними характеристиками. Врахування адитивного шуму неоднозначно впливає на значення показника Херста для окремих елементів вейвлет-розкладання. Найбільш стійким є вплив адитивного шуму на деталі D1, D2 та D6, для яких тенденція змінювання показника Херста співпадає з тенденцією його змінювання для повного сигналу, хоча значення показника відрізняються.

Таблиця 5 Значення показника Херста для окремих елементів вейвлет-розкладання вібраційного сигналу

Елемент	Без	З адитивним шумом	
веивлет-	шуму	$\rho = 16 \cdot 10^2$	ρ=16
Апроксимація А6	0,1190	0,1104	0,1276
Деталь D6	0,1018	0,1145	0,1541
Деталь D5	0,1384	0,1218	0,1022
Деталь D4	0,1202	0,1045	0,2137
Деталь D3	0,1713	0,2523	0,1442
Деталь D2	0,1821	0,2541	0,3471
Деталь D1	0,1660	0,2513	0,2716

Висновки

Для інтерпретації змодельованих вібраційних сигналів робочого колеса ГДТ на стаціонарному та перехідному режимах експлуатації запропоновано та обґрунтовано використання фрактального аналізу, зокрема, визначення показника Херста та фрактальної розмірності Хаусдорфа-Безиковича. Встановлено залежності цих фрактальних характеристик від режимів вібраційного збурення та наявності і інтенсивності адитивного шуму. Для більш детального аналізу запропоновано визначати фрактальні характеристики для елементів попереднього вейвлет-розкладання сигналу, що аналізується.

Література

1. Чигрин, В. С. Віброакустика і вібродіагностика газотурбінних двигунів [Текст] : навч. посіб. / В. С. Чигирин, С. І. Суховій. – Х. : Нац. аерокосм. ун-т ім. М. Є. Жуковського «Харк. авіац. ін-т», 2012. – 264 с.

2. Методи цифрової обробки сигналів для вібраційної діагностики авіаційних двигунів [Текст] : монографія / Н. І. Бурау, Л. Л. Яцко, О. М. Павловський, Ю. В. Сопілка. – К. : НАУ, 2012. – 152 с.

3. Pavlovskyi, O. Multilevel vibration control system of aviation gas-turbine engines [Text]/ O. Pavlovskyi, N. Bouraou, L. Iatsko // Vibrations in Physical Systems. – 2012. – Vol. 25. – P. 323-328.

4. Бурау, Н. І. Використання фрактального аналізу частотно-часових спектрів віброакустич-

них сигналів для діагностики газотурбінних двигунів [Текст] / Н. І. Бурау, С. Р. Ігнатович, О. Я. Паздрій // Вісник НТУУ КПІ. Серія Радіотехніка радіоапаратобудування. – 2018. – № 74. – С. 73-83.

5. Feder, J. Fractals [Text] / J. Feder. – Plenum Press, New York, 1988. – 254 p.

6. Кононюк, А. Е. Дискретно-непрерывная математика. (Поверхности) [Текст] / А. Е. Кононюк. – В 12-и кн. Кн. 6. ч.2. – К. : Освіта України, 2016. –618 с.

7. Захаров, В. С. Динамические и фрактальные характеристики временных рядов выделения сейсмической энергии [Текст] / В. С. Захаров // Нелинейный мир. – 2010. – Т. 8, № 4. – С. 234-242.

8. Аксенов, В. Ю. Алгоритмы фрактального анализа временных рядов в системах мониторинга сенсорных сетей [Текст] / В. Ю. Аксенов, В. Н. Дмитриев // Вестник АГТУ. Сер.: Управление, вычислительная техника и информатика. – 2012. – № 1. – С. 91-96.

9. Киселев, Б. В. Об интерпретации статистического R-S анализа. Показатель Харста [Текст] / Б. В. Киселев // Вопросы геофизики. – 2007. – Вып. 40. – С. 121-130.

10. Чумак, О. В. Энтропии и фракталы в анализе данных [Текст] / О. В. Чумак. – М.–Ижевск : НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика», Институт компьютерных исследований, 2011. – 164 с.

11. Sanchez Granero, M. A. Some comments on Hurst exponent and the long memory processes on capital markets [Text] / M. A. Sanchez Granero, J. E. Trinidad Segovia, J. Garcia Perez // Physica A. – 2008. – No. 387. – P. 5543–5551.

References

1. Chyhyryn, V. S., Sukhoviy, S. I. Vibroakustyka i vibrodiahnostyka hazoturbinnykh dvyhuniv. Navch. posib [Vibroacoustics and vibration diagnostics of gas turbine engines. Teach manual.]. Kharkiv, National Aerospace University "Kharkiv Aviation Institute", 2012. 264 p.

2. Bouraou, N. O., Yatsko, L. L., Pavlovskyi, O. M., Sopilka, Y. V. *Metody tsyfrovoyi obrobky syhnaliv dlya vibratsiy-noyi diahnostyky aviatsiynykh dvyhuniv. Monohrafiya* [Methods of digital signal processing for vibration diagnostics of aviation engines. Monograph]. Kiev, National Aviation University, 2012. 152 p.

3. Pavlovskyi, O., Bouraou, N., Iatsko, L. Multilevel vibration control system of aviation gasturbine engines. *Vibrations in Physical Systems*, 2012, no. 25, pp. 323-328.

4. Bouraou, N. I., Ignatovych, C. P., Pazdrii, O. Y. Vykorystannya fraktalnoho analizu chastotnochasovykh spektriv vibroakustychnykh syhnaliv dlya diahnostyky hazoturbinnykh dvyhuniv [Using fractal analysis of frequency-time spectra of vibroacoustic signals for diagnostics of gas turbine engines], *Visnik NTUU KPI. Ser. Radioteh. radioaparatobuduv*, 2018, no. 74, pp. 73-83.

5. Feder, J. *Fractals*. New York, Plenum Press, 1988. 254 p.

6. Kononyuk, A. E. Diskretno-nepreryvnaya matematika. (Poverkhnosti). V 12-i kn. Kn. 6. ch. 2 [Discrete-continuous mathematics (Surfaces). In the 12th book, Book 6 Part 2]. Kiev, Osvita Ukrainy, 2016. 618 p.

7. Zakharov, V. S. Dinamicheskiye i fraktal'nyye kharakteristiki vremennykh ryadov vydeleniya seysmicheskoy energii [Dynamic and fractal characteristics of time series of seismic energy release]. *Nelineynyy mir*, 2010, vol. 8, no. 4, pp. 234-242.

8. Aksenov, V. Y., Dmitriyev, V. N. Algoritmy fraktalnogo analiza vremennykh ryadov v sistemakh monitoringa sensornykh setey [Algorithms of fractal analysis of time series in monitoring systems of sensor networks]. *Vestnik AGTU. Ser.:Upravleniye, vychislitel'naya tekhnika i informatika*, 2012, no. 1, pp. 91-96.

9. Kiselev, B. V. Ob interpretatsii statisticheskogo R-S analiza. Pokazatel' Kharsta [The interpretation of statistical R-S analysis. Hurst exponent]. *Voprosy geofiziki*, 2007, no. 40, pp. 121-130.

10. Chumak, O. V. Entropii i fraktaly v analize dannykh [Entropies and fractals in data analysis]. Moscow, Izhevsk, NITS "Regulyarnaya i khaoticheskaya dinamika" Institute of Computer Science, 2011. 164 p.

11. Sanchez Granero, M. A., Trinidad Segovia, J. E., Garcia Perez, J. Some comments on Hurst exponent and the long memory processes on capital markets. *Physica A*, 2008, no. 387, pp. 5543-5551.

Поступила в редакцию 7.06.2019, рассмотрена на редколлегии 7.08.2019

ИНТЕРПРЕТАЦИЯ ВИБРАЦИОНННЫХ СИГНАЛОВ СЛОЖНОЙ РОТОРНОЙ СИСТЕМЫ НА ОСНОВЕ ФРАКТАЛЬНОГО АНАЛИЗА

Н. И. Бурау, О. Я. Паздрий

В работе анализируются вибрационные сигналы, полученные путем моделирования рабочего колеса сложной роторной системы, например, авиационного газотурбинного двигателя, в условиях стационарного и нестационарного возмущения. Рассматривается четыре режима вибрационного возмущения: стационарное полигармоническое возмущение с частотой вращения ротора и супергармоническими составляющими; стационарное полигармоническое возмущение с частотой вращения ротора и субгармоническими составляющими; нестационарное вибрационном возмущения при линейном увеличении частоты вращения ротора с супергармоническими и субгармоническими составляющими мгновенной частоты вращения ротора. На выходе модели рабочего колеса сформированы вибрационные сигналы, которые в дальнейшем анализировались без учета и с учетом аддитивного шума. Для обработки сигналов использованы фрактальный и масштабно-временной (вейвлет) анализ. Определение фрактальной структуры смоделированных вибрационных сигналов выполнен на основе R / S анализа, или метода нормированного размаха, в результате чего был определён показатель Херста. Результаты показали, что вибрационные сигналы, полученные на всех рассмотренных режимах вибрационного возмущения без учёта аддитивного шума, по показателю Херста относятся к антиперсистентным трендонеустойчивым сигналам. С учётом аддитивного шума показатель Херста увеличивается, свойства вибрации на стационарных режимах возмущения приближаются к персистентности и появлению тренда, а при нестационарном вибрационном возбуждении – к процессам типа белого шума. Для вибрационного сигнала, полученного при стационарном полигармоническом возбуждении с супергармоническими составляющими, было проведено предварительное вейвлет-разложение в набор аппроксимаций и деталей с последующим определением показателя Херста для каждого элемента разложения. Полученные результаты показали неоднозначное изменение показателя Херста для различных элементов разложения. Полученные результаты могут быть использованы для усовершенствования методического и алгоритмического обеспечения систем функциональной диагностики сложных роторных систем при появлении и развитии повреждений их вращающихся элементов.

Ключевые слова: газотурбинный двигатель; вибрационные сигналы; обработка сигналов; фрактальный анализ; показатель Херста; R/S анализ; вейвлет-разложение.

INTERPRETATION OF VIBRATION SIGNALS OF COMPLEX ROTOR SYSTEM BASED ON FRACTAL ANALYSIS

N. I. Bouraou, O.Ya. Pazdrii

The work analyzes vibration signals obtained by simulating a turbine of a complex rotor system, for example, an aviation gas turbine engine, under conditions of stationary and non-stationary excitations. Four modes of vibration excitation are considered: stationary poly-harmonic excitation with the frequency of rotor rotation and superharmonic components; stationary poly-harmonic excitation with the frequency of rotor rotation and sub-harmonic components; non-stationary vibration excitation with a linear increase in the rotor speed with super-harmonic and sub-harmonic components of the instantaneous rotor speed. In the course of the turbine model, vibration signals are generated, which are further analyzed without taking into account and taking into account additive noise. For signal processing, fractal and time-scale (wavelet) analysis were used. The determination of the fractal structure of the simulated vibration signals is made based on R / S analysis, or the method of normalized scope, as a result of which the Hurst exponent is determined. The Hurst exponent is a number that is interpreted as the ratio of the "strength" of a trend to the signal noise level and is used in the study to interpret the received vibration signals. The results showed that the vibration signals obtained in all considered modes of vibration excitation without taking into account the additive noise, in terms of the Hurst exponent, are classified as anti-persistent trend-non-stable signals. Taking into account additive noise, the Hurst exponent increases, the vibration properties in stationary excitation modes approach persistence and the appearance of a trend, and in non-stationary vibration excitation signals approach to processes such as white noise. For the vibration signal obtained at stationary poly-harmonic excitation with super-harmonic components, a preliminary wavelet - decomposition was carried out into a set of approximations and details, followed by determination of the Hurst exponent for each element of decomposition. The results obtained showed an ambiguous change in the Hurst exponent for various decomposition elements. The obtained results can be used to improve the methodological and algorithmic support systems for functional diagnostics of complex rotor systems with the appearance and propagation of damage to their rotating elements.

Keywords: gas turbine engine; vibration signals; signal processing; fractal analysis; Hurst exponent; R/S analysis; wavelet decomposition.

Бурау Надія Іванівна – д-р техн. наук, професор, завідувач кафедри приладів і систем орієнтації і навігації Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», Київ, Україна.

Паздрій Ольга Ярославівна – аспірант Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», Київ, Україна.

Bouraou Nadiia Ivanivna – Doctor of Technical Science, Professor, Head of Dept. ofInstruments and Systems of Orientation and Navigation, National TechnicalUniversity of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute", Kyiv, Ukraine, e-mail: nburau@ukr.net,

ORCID Author ID: 0000-0001-6848-816X, Scopus Author ID: 55389891200,

https://scholar.google.com.ua/citations? user=YfBqGZgAAAAJ

Pazdrii Olha Yaroslavivna – PhD student, National TechnicalUniversity of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute", Kyiv, Ukraine, e-mail: olgapazdri@gmail.com,

ORCID Author ID:0000-0002-8970-5079, Scopus Author ID: 57189332323