

PARAMETRY ROZKŁADÓW STATYSTYCZNYCH JAKO SYMPTOMY EWOLUCYJNE W DIAGNOSTYCE UKŁADÓW PRZEPIYWOWYCH TURBIN

Tomasz GAŁKA

Instytut Energetyki, Pracownia Diagnostyki Urządzeń Ciepłych Elektrowni
ul. Augustówka 5, 02-981 Warszawa, fax. 022 642 83 78, e-mail: tomasz.galka@ien.com.pl

Streszczenie

Ocena stanu układów przepływowych maszyn wirnikowych, w szczególności turbin parowych, opiera się na analizie generowanych przez nie składowych widm drgań. Istotną rolę odgrywają w niej symptomy ewolucyjne, czyli parametry charakteryzujące zmienność tych składowych w czasie. Ich interpretacja jest jednak niekiedy utrudniona. Jak się okazuje, wiele informacji zawiera się również w czasowej zależności wielkości charakteryzujących rozrzut statystyczny tych składowych. Parametry tej zależności, będące również symptomami ewolucyjnymi, okazują się wrażliwe na zmiany stanu układów przepływowych, a ich zastosowanie w dużym stopniu eliminuje konieczność stosowania procedur normalizacyjnych. Potwierdza to analiza kilku przypadków, dotyczących dużych turbin energetycznych.

Słowa kluczowe: turbina parowa, układ przepływowy, symptomy ewolucyjne.

STATISTICAL DISTRIBUTION PARAMETERS AS EVOLUTIONARY SYMPTOMS IN TURBINE FLUID-FLOW SYSTEM DIAGNOSTICS

Summary

Determination of the fluid-flow system technical condition in rotating machines, steam turbines in particular, is based on the analysis of vibration components generated by them. Important part is played by evolutionary symptoms, defined as parameters that describe their variations with time. Their interpretation is sometimes, however, difficult. It turns out that much information is contained in time histories of quantities that describe statistical scatter of these components. Parameters of these histories, themselves also evolutionary symptoms, are found to be sensitive to fluid-flow system condition variations, and their application largely eliminates the need for symptom normalization procedures. This is confirmed by several case histories for large utility power turbines.

Keywords: steam turbine, fluid-flow system, evolutionary symptoms.

1. WPROWADZENIE

Układy przepływowe turbin parowych, realizujące ich podstawową funkcję przetwarzania energii strumienia czynnika na energię ruchu obrotowego, są odpowiedzialne za znaczną część awarii tej grupy maszyn. W zależności od źródła, ich udział w całkowitym czasie postojów awaryjnych turbin wynosi około 40 ÷ 60% [1]. Należy przy tym pamiętać, że awarie układów przepływowych stwarzają duże zagrożenie, a usunięcie ich skutków bywa bardzo kosztowne; często prowadzą one do zniszczenia turbozespołu. W tej sytuacji ocena ich stanu technicznego nabiera istotnego znaczenia.

Wibrodiagnostyka układów przepływowych turbin opiera się w ogólności na analizie składowych widm drgań, generowanych wskutek oddziaływania ich elementów ze strumieniem czynnika (pary). Dokładniejszy opis związanych z tym zjawisk przekracza znacznie ramy tego artykułu (patrz np. [1-3]). Należy tu jedynie przypomnieć, że zasadniczo wyróżnia się dwa rodzaje zdarzeń

generujących drgania układów przepływowych, a mianowicie:

- zakłócenia przepływu pary przez krawędzie łopatek wirników i kierownic,
- zakłócenia przepływu pary wskutek niejednorodności układu łopatkowego turbiny.

Pierwsze z nich powodują, wskutek przerw w strumieniu pary i zmniejszenia naporu na łopatkę następnego stopnia, powstanie impulsu skierowanego przeciwnie do kierunku tego naporu; związaną z tym siłę wymuszającą można przedstawić [2] w postaci szeregu:

$$q_1 = \zeta_0 + \sum_{k=1}^{\infty} \zeta_k \cos k(z\omega t + \Psi_k), \quad (1)$$

gdzie: ζ_0 – średni napór czynnika, z – liczba przyrządów rozprężnych w stopniu, $\omega = 2\pi u$ (u jest prędkością obrotową wirnika), Ψ_k – kąt fazowy.

Ponieważ zapewnienie idealnie jednakowych przekrojów kanałów wylotowych przyrządów rozprężnych w procesie wytwarzania nie jest możliwe, powstają zmiany wartości naporu, co

można wyrazić przez dodatkową siłę wymuszającą, będącą sumą składowych harmonicznycych o częstotliwości podstawowej u :

$$q_2 = \zeta_0 + \sum_{k=1}^{\infty} \zeta_k \cos k(\omega t + \Psi_k), \quad (2)$$

Odształcenia i ubytki masowe, związane z procesami wyczerpywania żywotności elementów układów przepływowych, powodują zmiany kształtu kanałów łopatkowych i wzrost nierównomierności. Można więc wnioskować, że siła wymuszająca opisana przez zależność (2) będzie rosła w miarę postępu tych procesów. Wzrost ten jest ukryty w zmianach wartości współczynników ζ_k , gdyż pozostałe wielkości nie zależą od zaawansowania degradacji. Jest to podstawą wibrodiagnostycznych metod oceny stanu układów przepływowych.

Jak wynika z zależności (1) i (2), częstotliwości składowych generowanych przez układ przepływowy – potocznie określanych mianem składowych łopatkowych – zależą od liczby łopatek wirników i kierownic w poszczególnych stopniach turbiny. Na tej podstawie określa się model wibrodiagnostyczny układu przepływowego [4], będący zbiorem pasm częstotliwości, w których zawierają się te składowe (przy założeniu określonego typu analizy widmowej). Obserwacja zmian poziomów drgań w tych pasmach w czasie dostarcza informacji o ewolucji stanu układu przepływowego.

2. EWOLUCJA DRGAŃ ŁOPATKOWYCH

2.1. Metoda i obiekty badań

Wszystkie wyniki, wykorzystane w dalszym ciągu niniejszego artykułu, zostały uzyskane z pomiarów prędkości drgań, wykonywanych na pokrywach łożysk turbozespołów, w kilku przypadkach również na kadłubach (drgania bezwzględne). Pomiary prowadzono z wykorzystaniem czujników piezoelektrycznych o zakresie częstotliwości 12 kHz (wystarczającym dla objęcia składowych łopatkowych w typowych turbinach parowych). Stosowano analizę ze stałą względną szerokością pasma 23% (widma tercjowe).

Badania były prowadzone na kilku turbozespołach typu K-200 i pochodnych. Są to akcyjne turbozespoły kondensacyjne o mocy 200 MW, wyposażone w siedem łożysk ślizgowych. Mają one jedną część wysokoprężną (WP), jedną część średnioprężną (SP) i jedną dwuwylotową część niskoprężną (NP). Wszystkie z nich mają jednakowe układy przepływowe części WP i SP, natomiast część NP w niektórych z nich była zmieniona w trakcie modernizacji, co doprowadziło do powstania szeregu odmian konstrukcyjnych.

Turbozespoły tego typu są eksploatowane od lat sześćdziesiątych i przez długi czas stanowiły podstawę krajowego systemu elektroenergetycznego. Najstarsze z nich mają obecnie za sobą znacznie ponad 200 000 godzin

pracy, daleko ponad pierwotne założenia projektowe. Okres objęty badaniami wynosił w niektórych przypadkach ponad 12 lat; jak się okaże w dalszym ciągu, jest to bardzo istotne z uwagi na powolną zwykle ewolucję stanu układów przepływowych.

2.2. Ewolucyjne symptomy stanu układów przepływowych

Diagnostykę ilościową można rozumieć jako określanie stopnia wyczerpania żywotności; jego miarą może być na przykład bezwymiarowe zaawansowanie zużycia (lub uogólnione uszkodzenie) D , zdefiniowane jako [5]:

$$D = \theta / \theta_b, \quad (3)$$

gdzie θ oznacza czas, zaś θ_b jest czasem do awarii, jednoznacznie określonym dla danego obiektu. Zgodnie z modelem procesora energii [5, 6] symptomowa krzywa życia, opisująca zależność symptomu od czasu $S(\theta)$, jest asymptotyczna:

$$\theta \rightarrow \theta_b \Rightarrow S \rightarrow \infty. \quad (4)$$

Oszacowanie wartości D może być wówczas dokonane przez porównanie zmierzonej wartości symptomu S z określoną w ten czy inny sposób wartością kryterialną (graniczną) [7,8].

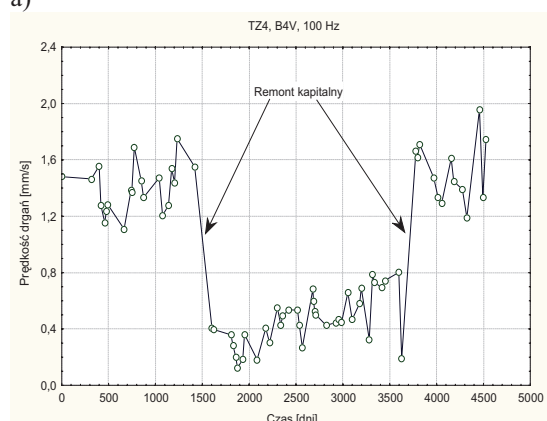
W przypadku turbozespołów parowych mamy na ogół do czynienia z sytuacją, że remont jest wykonywany w chwili czasu $\theta \ll \theta_b$, czyli obserwujemy jedynie początkowy odcinek symptomowej krzywej życia, kiedy wzrost wartości S w czasie jest powolny¹. Ponieważ zmiany wprowadzane przez remonty (opisane przez wektor logistyczny) są bardzo często znacznie większe niż przyrost wartości S w obserwowanym odcinku cyklu życia, otrzymujemy w efekcie przebieg 'schodkowy', jak na rys.1 a. W odniesieniu do symptomów drganiowych jest to typowe dla składowych będących harmonicznymi prędkości obrotowej (tzw. zakres harmoniczny). Dla składowych z zakresu łopatkowego można pominąć wpływ wektora logistycznego w przypadku remontów, które nie obejmowały wymiany elementów układu przepływowego; jest to w istocie równoważne przyjęciu okresu między dwiema kolejnymi wymianami jako jednego cyklu życia. Ponieważ wymiany takie są wykonywane rzadko, cykl taki jest długi; dzięki temu możemy dla starszych turbin zaobserwować niekiedy odcinek przyspieszonego wzrostu S w funkcji θ , zbliżony do wykładniczego. Przykład przedstawiono na rys. 1b.

Wykresy z rys.1 ujawniają jeszcze jedną, ważną różnicę w przebiegach zależności $S(\theta)$ dla symptomów z zakresu harmonicznego i łopatkowego. Jak widać, w drugim z tych zakresów

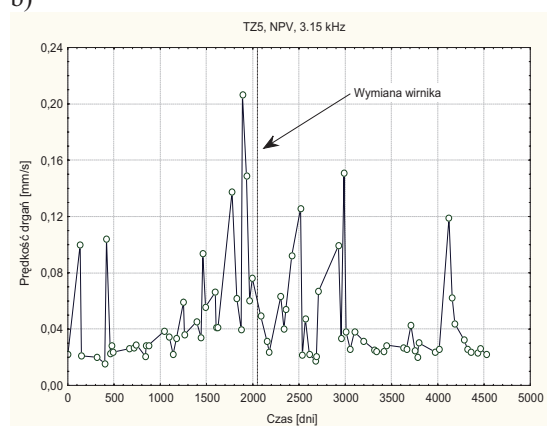
¹ Remont oznacza granicę między cyklami życia, a zatem po remoncie mamy ponownie $\theta = 0$ (szerszy opis związanych z tym problemów można znaleźć w [7].

pojawiają się pojedyncze skoki, niejednokrotnie o dużej amplitudzie.

a)



b)



Rys. 1. Typowe zależności $S(\theta)$ dla zakresu harmonicznego (a – przednie łożysko NP pionowo, tercja 100 Hz) i łopatkowego (b – kadłub NP przód pionowo, tercja 3150 Hz)

Są one związane ze stanami nieustalonymi lub wynikają z wpływu mocy czynnej. W tym drugim przypadku mogą być usunięte przez zastosowanie odpowiednich procedur normalizacyjnych [9], lecz wpływ stanów nieustalonych (które można utożsamiać z mierzalnymi zakłóceniami [3]) nie da się wyeliminować. Powoduje to problemy przy porównywaniu z wartościami kryterialnymi.

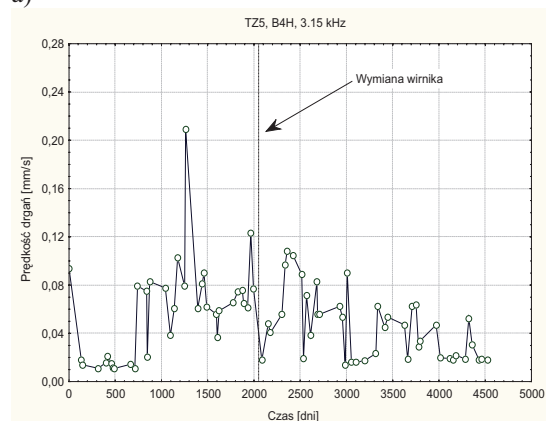
Przyspieszony wzrost wartości S w funkcji θ , dobrze widoczny na rys.1b, oznacza narastające odstępstwo od liniowości. O ile w zakresie harmonicznym przebieg $S(\theta)$ w poszczególnych cyklach dość dobrze aproksymuje się prostą, to w zakresie łopatkowym dla $\theta \rightarrow \theta_b$, tak już nie jest. Sugeruje to możliwość wykorzystania miary nieliniowości (na przykład $dS/d\theta$ lub $d^2S/d\theta^2$) w charakterze symptomu diagnostycznego [10]. Problemem jest tu zapewnienie odpowiednio precyzyjnej aproksymacji, wydaje się jednak, że jest to bardzo obiecująca perspektywa, zwłaszcza w przypadku układów stałego nadzoru diagnostycznego, gdzie problem małej liczebności zbioru danych do tej aproksymacji przestaje mieć zasadnicze znaczenie. Wydaje się również, że realne

byłoby dość proste sformułowanie dla takich symptomów odpowiadających im wartości kryterialnych. Badania w tym kierunku są nadal prowadzone.

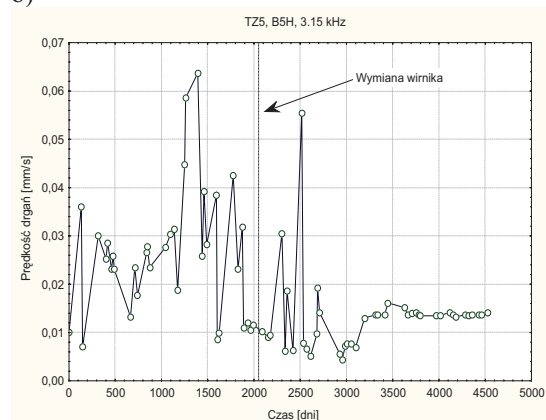
3. MOŻLIWOŚCI WYKORZYSTANIA PARAMETRÓW STATYSTYCZNYCH

Analiza dużej liczby przebiegów $S(\theta)$ dla zakresu łopatkowego nieodparcie prowadzi do wniosku, że niezależnie od wspomnianych pojedynczych skoków wahania tych symptomów – rozumiane jako różnice ΔS między dwoma kolejnymi pomiarami – są z reguły większe niż w zakresie harmonicznym. Potwierdzają to obliczenia: dla jednej z turbin typu K-200 średnia wartość ΔS dla zakresu harmonicznego (135 symptomów) w okresie ponad 12 lat wyniosła 2.98 dB, zaś dla zakresu łopatkowego (105 symptomów) – 4.35 dB. Wahania te są niekiedy na tyle duże, że zarówno tendencja wzrostowa, jak i nawet przejście do kolejnego cyklu życia mogą być trudne do zauważenia. Przykład podany na rys. 2 odnosi się do tego samego przypadku, co rys. 1b, jednak w przeciwieństwie do niego zarówno wzrost, jak i skokowa zmiana wywołana przez wymianę wirnika są niemal niewidoczne.

a)



b)



Rys. 2. Zależności $S(\theta)$ dla tercji 3150 Hz: a – przednie łożysko NP poziomo, b – tylne łożysko NP poziomo; przypadek z rys. 1b

Przykład z rys. 2 wskazuje również, że wahania przebiegu $S(\theta)$ nasilają się w miarę zbliżania się do θ_b , czyli ze wzrostem D . Spostrzeżenie to, poparte analizą dużej liczby przebiegów $S(\theta)$, sugeruje możliwość zastosowania miary rozrzutu wyników pomiarów w charakterze symptomu. W istocie próby takie były czynione już wcześniej, choć podejście było nieco inne. W pracach prowadzonych w Instytucie Energetyki w pierwszej połowie lat osiemdziesiątych [11] analizowane były możliwości wykorzystania w ocenie stanu układów przepływowych turbin różnych testów statystycznych, w tym testów jednorodności wariancji i jednorodności wartości średnich. Hipotezy równości powyższych parametrów badano za pomocą testów F-Snedecora, t-Studenta i C-Cochrane'a-Coxa. Wyniki – w każdym razie dla turbin kondensacyjnych, badanych w stanach ustalonych w porównywalnych warunkach – można generalnie określić jako pozytywne; należy jednak zwrócić uwagę, że dysponowano wówczas dość niewielkimi zbiorami danych, obejmujących krótki okres czasu.

Uzasadnienie takiego postępowania opiera się na założeniu, że – mówiąc w pewnym uproszczeniu – zaawansowanie procesów degradacyjnych wpływa nie tylko na samą wartość symptomu, ale również na parametry jej rozkładu statystycznego². Wykonując dwa kolejne pomiary wartości symptomu S w chwilach czasu θ oraz $\theta + \Delta\theta$, mamy

$$S_1 = F[\mathbf{X}(\theta), \mathbf{R}(\theta), \mathbf{Z}(\theta)], \quad (5)$$

$$S_2 = F[\mathbf{X}(\theta + \Delta\theta), \mathbf{R}(\theta + \Delta\theta), \mathbf{Z}(\theta + \Delta\theta)], \quad (6)$$

gdzie \mathbf{X} oznacza wektor cech stanu, \mathbf{R} – wektor sterowania, \mathbf{Z} – wektor zakłóceń. Zakładamy, że czas $\Delta\theta$ jest na tyle krótki, iż nie zachodzi w nim istotna zmiana wektora cech stanu \mathbf{X} ; można zatem przyjąć, że $\mathbf{X}(\theta + \Delta\theta) = \mathbf{X}(\theta)$ i za różnicę między S_1 a S_2 odpowiedzialne są jedynie zmiany składowych wektorów sterowania i zakłóceń. Zakładamy ponadto, że liczba uśrednień jest na tyle duża, iż można pominąć zmianę wynikającą z losowego charakteru symptomu. Jeśli przyjąć, że składowe tych wektorów mają charakter zmiennych losowych, to dla każdej z nich różnica między wartościami odpowiadającymi dwóm kolejnym pomiarom jest również zmienną losową i jako taka nie wykazuje stałej długookresowej tendencji zmian. Ściśle rzecz ujmując, wymagałoby to dodatkowego założenia, aby wartość $\Delta\theta$ nie była zbyt mała, gdyż niektóre składowe wektora sterowania są ciągłymi funkcjami czasu, a szybkość ich zmian jest ograniczona względami konstrukcyjnymi i eksploatacyjnymi.

Wykorzystanie wyżej wspomnianych parametrów statystycznych (wariancji i wartości średniej) do oceny stanu układu przepływowego opiera się zatem w istocie na przyjęciu założenia, że

jeśli dla rozpatrywanego symptomu S zdefiniowane zostaną wektory

$$\mathbf{A}_i = [\partial S / \partial R_1, \partial S / \partial R_2, \dots, \partial S / \partial R_n], \quad (7)$$

$$\mathbf{B}_i = [\partial S / \partial Z_1, \partial S / \partial Z_2, \dots, \partial S / \partial Z_m], \quad (8)$$

to przynajmniej niektóre z nich będą funkcjami wektora \mathbf{X} , rosnącymi ze wzrostem θ . Oznacza to, że z upływem czasu θ rośnie 'wrażliwość' symptomu na zmiany wektorów \mathbf{R} i \mathbf{Z} , czyli takie same wahania ich składowych powodują większe zmiany S . W takim przypadku wartości parametrów statystycznych w funkcji θ mogą być przyjęte jako symptomy ewolucyjne.

Dla wstępnej oceny przydatności tego rodzaju symptomów zbadano zależności od czasu dwóch z nich:

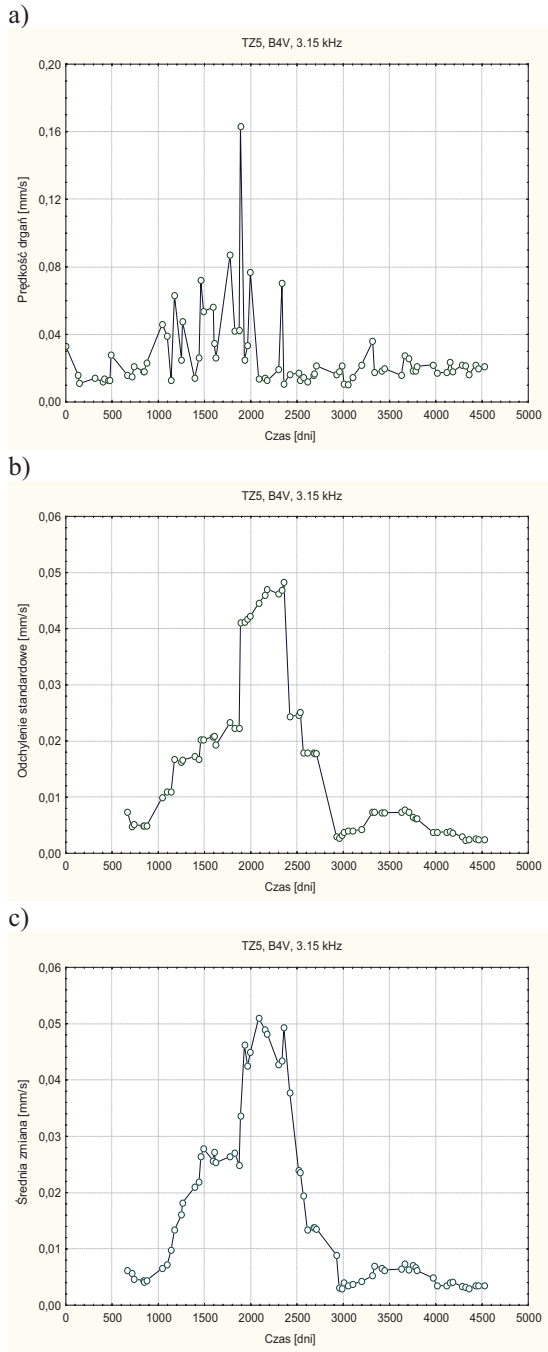
- odchylenia standardowego σ w próbie 10 kolejnych poprzednich pomiarów;
- średniej wartości bezwzględnej różnicy ΔS między dwiema kolejnymi wartościami w próbie 10 kolejnych poprzednich pomiarów.

Badania te wykonano dla dwu turbin typu K-200. W okresie objętym analizą nie miały co prawda miejsca awarie układów przepływowych, lecz obserwowano symptomy pogarszania się ich stanu. Ponadto w jednej z nich wymieniono wirnik NP, a w drugiej – wirnik NP oraz cały układ przepływowy WP. Dało to doskonałą okazję zaobserwowania odpowiednich zmian w poziomach składowych z zakresu łopatkowego.

Na rys.3 przedstawiono przykładowe przebiegi $S(\theta)$, $\sigma(\theta)$ oraz $\Delta S(\theta)$ dla turbiny, w której wymieniono wirnik NP. Przebieg $S(\theta)$ jest zbliżony do zamieszczonego na rys.1b, dotyczy bowiem tej samej turbiny, choć innego punktu pomiarowego. Można w nim także zaobserwować odcinek przyspieszonego wzrostu wartości symptomu w czasie bezpośrednio przed wymianą. Wymiana ta została wykonana po około 185 000 godzin pracy; warto tu dodać, że według oceny użytkownika turbiny, popartej badaniami materiałowymi, po około 180 000 godzin zaawansowanie degradacji powoduje zauważalne zmiany w postaci pęknięć, deformacji i obniżenia udarności [12].

Wykresy $\sigma(\theta)$ i $\Delta S(\theta)$, dość zbliżone, wykazują również tendencję wzrostową w okresie bezpośrednio przed wymianą wirnika, lecz jest ona znacznie silniej zaznaczona. Widać również wyraźnie mniejszy wpływ pojedynczych skokowych zmian, choć nie zostaje on całkowicie wyeliminowany i ujawnia się w postaci 'schodków'. Ze względu na przyjęty sposób obliczania $\sigma(\theta)$ i $\Delta S(\theta)$ spadek wartości tych symptomów po wymianie wirnika nie jest tak szybki, jak w przypadku $S(\theta)$ – występuje pewne opóźnienie, jednak z punktu widzenia diagnozowania daleko ważniejszy jest oczywiście odcinek narastającego uszkodzenia, gdzie większa dynamika symptomów statystycznych jest szczególnie wyraźnie widoczna.

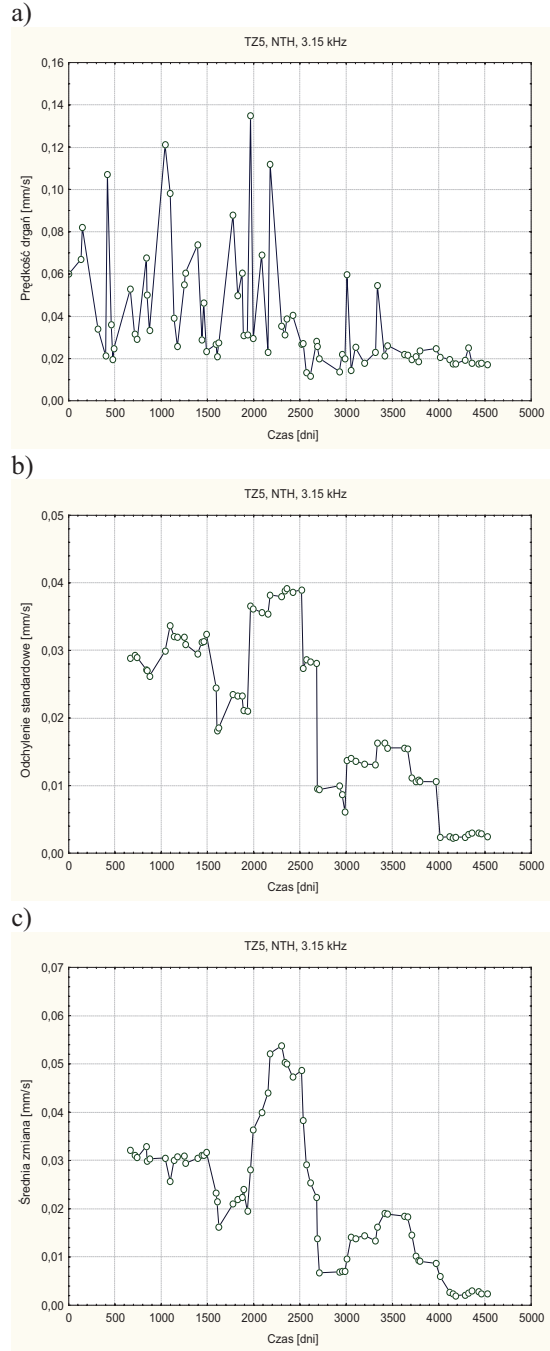
² Chodzi tu o uśrednienie wyników uzyskanych w pewnym okresie, a zatem może teoretycznie odnosić się również do symptomów czysto deterministycznych.



Rys. 3. Przebiegi: a – $S(\theta)$, b – $\sigma(\theta)$, c – $\Delta S(\theta)$; przednie łożysko NP pionowo, tercja 3150 Hz

Przykład przedstawiony na rys. 3 ilustruje przypadek, kiedy analiza wszystkich trzech przebiegów prowadzi w istocie do podobnych wniosków, choć większa dynamika symptomów statystycznych daje w efekcie bardziej jednoznaczna interpretację. Na rys. 4 przedstawiono wyniki uzyskane dla tej samej turbiny i tego samego pasma paserowego, lecz w innym punkcie pomiarowym. Jak widać, duże wahania przebiegu $S(\theta)$ sprawiają, że jego analiza nie prowadzi do jednoznacznych wniosków. Aproksymacja liniowa dla odcinka przed wymianą wirnika daje w wyniku $S = (1.398 \times 10^{-6}) \theta + \text{const}$, gdzie θ jest czasem w dniach; taki współczynnik nachylenia jest typowy dla układu

przepływowego w dobrym stanie, przy $\theta \ll \theta_b$, kiedy aproksymacja liniowa może jeszcze być stosowana. Zależność $\sigma(\theta)$ ujawnia już tendencję wzrostową, choć nie jest ona zbyt dobrze widoczna, natomiast w przebiegu $\Delta S(\theta)$ wzrost zaznacza się bardzo wyraźnie.

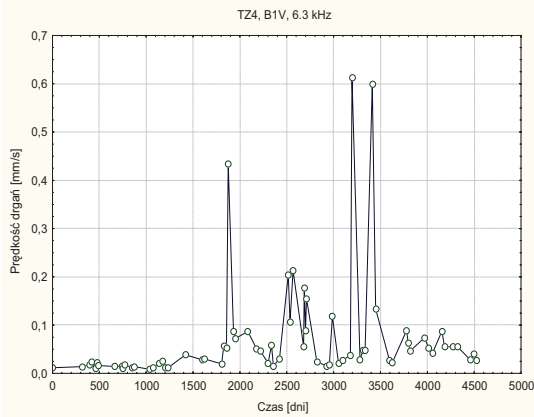


Rys. 4. Przebiegi: a – $S(\theta)$, b – $\sigma(\theta)$, c – $\Delta S(\theta)$; kadłub NP część tylna poziomo, tercja 3150 Hz

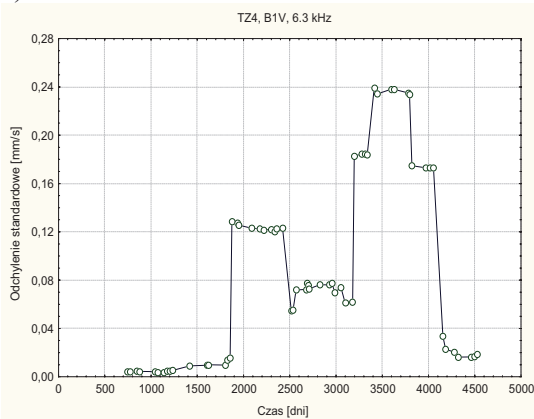
Wyniki przedstawione na rys. 4 sugerują większą przydatność przebiegu $\Delta S(\theta)$ jako symptomu diagnostycznego. Analiza większej liczby przypadków wydaje się potwierdzać ten wniosek. Na rys.5 przedstawiono analogiczne przebiegi dla innej turbiny tego samego typu, w której wymieniony został układ przepływowy części WP

(po około 220 000 godzin pracy). Tendencja wzrostowa $S(\theta)$ jest tu zauważalna, choć słaba. Przebieg $\sigma(\theta)$ jest zniekształcony wskutek kilku dużych, pojedynczych skoków. Zjawisko takie dość często daje się zauważyć w punktach zlokalizowanych na części WP turbiny, a zatem w pobliżu zaworów regulacyjnych.

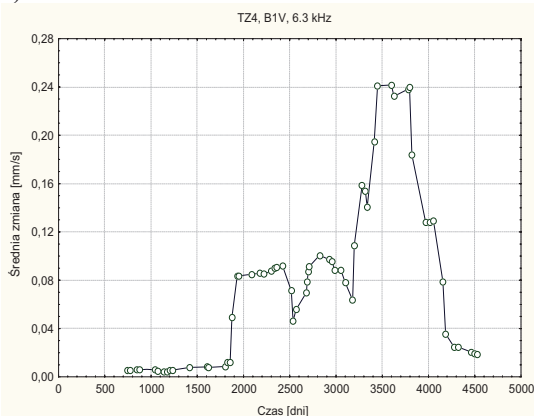
a)



b)



c)



Rys. 5. Przebiegi: a – $S(\theta)$, b – $\sigma(\theta)$, c – $\Delta S(\theta)$; przednie łożysko WP pionowo, tercja 6300 Hz

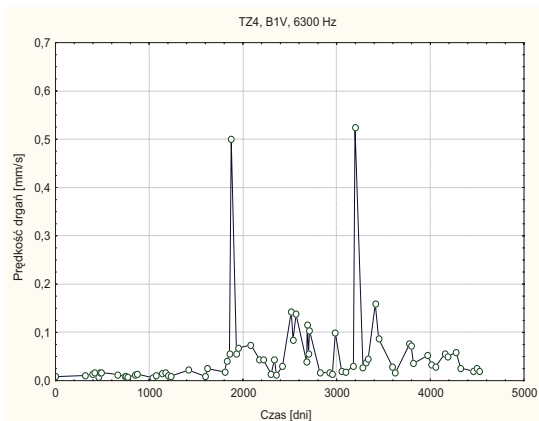
Podczas normalnej pracy z nominalnymi parametrami pary i mocą czynną bliską znamionowej turbina K-200 ma otwarte trzy z czterech zaworów regulacyjnych. Ostatni zawór może się jednak otwierać przy chwilowym zaniżeniu parametrów pary lub chwilowym wzroście zadanego

obciążenia przy pracy w układzie automatycznej regulacji częstotliwości i mocy (ARCM). Powoduje to zmiany rozkładu sił działających na układ przepływowy, a w efekcie także rejestrowanych widm drgań. Dokładne omówienie tego zjawiska przekracza ramy niniejszego artykułu; wyniki obliczeń symulacyjnych dla stopnia regulacyjnego turbiny tego typu można znaleźć w [13]. Wpływ ten staje się coraz słabszy w miarę oddalania się od stopnia regulacyjnego, co tłumaczy, dlaczego efekt ten obserwuje się przede wszystkim na części WP. Chwilowe, skokowe zmiany wpływają na wartość odchylenia standardowego, powodując skokowy wzrost, natomiast uśrednianie zmian wartości symptomu między kolejnymi pomiarami nieco je 'łagodzi', co sprawia, że przebieg $\Delta S(\theta)$ jest bardziej gładki i niewątpliwie łatwiejszy do interpretacji. Do podobnych wniosków prowadzi także analiza większej liczby przebiegów dla tych dwu turbin.

Pojedyncze skokowe zmiany wartości S mogą być także skutkiem znacznych różnic mocy czynnej w stosunku do wartości znamionowej w trakcie wykonywania pomiaru. Mechanizm jest tu w istocie analogiczny do omówionego wyżej i wynika ze zmian sił działających na układ przepływowy, choć w tym przypadku chodzi nie tylko o zmienną niejednorodność rozkładu ciśnienia, ale również o zmiany przepływu masowego. W ramach prac prowadzonych w instytucie Energetyki opracowano empiryczne procedury pozwalające na oszacowanie funkcji normalizacyjnych z danych eksperymentalnych [9]. Są one określane jako zależności $S/S_{\text{nom}} = f(P_u)$, gdzie P_u oznacza moc czynną, zaś S_{nom} jest uśrednioną wartością symptomu z zakresu od $0.85P_{\text{nom}}$ do P_{nom} , w którym zależność $S(P_u)$ okazuje się najbardziej płaska. W przypadku symptomów odpowiadających części WP dla najniższych obciążeń występuje bardzo często zawyżenie, gdyż przy małej mocy i otwartych jedynie dwóch zaworach regulacyjnych niejednorodność rozkładu ciśnienia jest największa i zmniejsza się ze wzrostem mocy. W przypadku części SP i NP, w których większa moc oznacza większe obciążenie układu przepływowego wskutek wzrostu przepływu turbiny, a niejednorodność wprowadzana przez stopień regulacyjny praktycznie nie ma już znaczenia, przebieg funkcji normalizującej jest często odwrotny, z zawyżeniem dla największych obciążeń.

Zastosowanie normalizacji eliminuje niektóre skokowe zmiany wartości S , zwłaszcza związane z zaniżeniem mocy. Ukazuje to przykład z rys. 6, na którym przedstawiono znormalizowany przebieg z rys. 5a – jak widać, jeden z trzech 'skoków' został usunięty (turbina pracowała wówczas z mocą zaledwie 149 MW). Oczywiście należy pamiętać, że tego rodzaju procedura normalizacyjna ma charakter przybliżony.

Wspomniane procedury normalizacyjne zostały opracowane dla potrzeb obliczania kryterialnych poziomów symptomów drganiowych. Choć na ogół

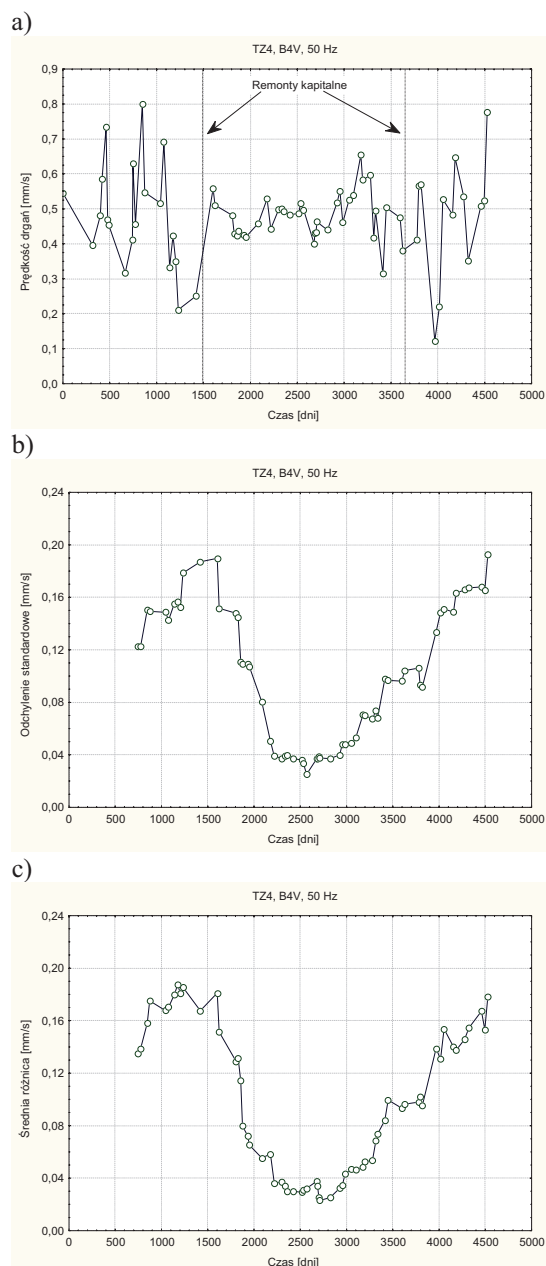


Rys. 6. Znormalizowany przebieg $S(\theta)$ z rys. 5a

'poprawiają' one przebiegi $S(\theta)$ otrzymane z surowych wyników pomiarów, to formalnie rzecz biorąc normalizacja wpływu mocy czynnej w taki sposób nie jest poprawna w odniesieniu do symptomów statystycznych. Zakłada ona, że przy ustalonych wartościach pozostałych składowych wektora sterowania funkcja $S(P_{ii})$, a zatem i dS/dP_{ii} , jest dla danego symptomu stała. Przy założeniu, że przynajmniej niektóre składowe wektora A_i , określone przez zależność (7), zależą od składowych wektora cech stanu X , a więc i od czasu, funkcja $S(P_{ii})$ zmienia się wraz z upływem czasu θ . Oznacza to, że będąca jej przybliżeniem funkcja normalizująca, określona z danych eksperymentalnych, ze wzrostem θ staje się przybliżeniem coraz gorszym. Nie ma to istotnego znaczenia w przypadku, kiedy zmiany składowych wektora A_i można uznać za pomijalne, tu zakładamy jednak, że jest właśnie odwrotnie. Analiza szeregu przebiegów wykazała w istocie, że normalizacja danych często pogarszała jednoznaczność interpretacji wyników.

Nie istnieje oczywiście powód, dla którego zależności parametrów statystycznych od czasu miałyby mieć zastosowanie jedynie dla zakresu łopatkowego. To, że w powyższych rozważaniach ograniczono się do tego właśnie zakresu, wynika z dwóch powodów. Jednym z nich jest wspomniana już, trudniejsza interpretacja przebiegów $S(\theta)$. Drugi to fakt, że możliwość pominięcia wpływu wektora logistycznego w okresie między wymianami elementów układu przepływowego pozwala na obserwację symptomowej krzywej życia w długim okresie czasu, w którym zachodzić może istotna zmiana stanu technicznego. W zakresie składowych harmonicznych wymagałoby to normalizacji wpływu wektora logistycznego. Przykład z rys. 1a wyraźnie wskazuje, że duże skokowe zmiany przy przejściu z jednego cyklu życia do drugiego muszą być widoczne zarówno w przebiegach $\sigma(\theta)$, jak i $\Delta S(\theta)$. Normalizacja jest tu zatem niezbędna, tym bardziej, że jej zastosowanie nie stoi w żadnej sprzeczności ze formułowanymi wyżej założeniami (patrz zależności (7) i (8)). Przykład przedstawiony

na rys. 7 dotyczy tej samej turbiny i punktu pomiarowego, co rys. 1a, lecz odnosi się do pasma tercjowego zawierającego składową podstawową. Jak widać, przebieg $S(\theta)$ po znormalizowaniu wpływu wektora logistycznego nie ujawnia niemal wpływu dwóch przeprowadzonych w objętym analizą okresie remontów kapitalnych.



Rys. 7. Przebiegi: a – $S(\theta)$, b – $\sigma(\theta)$, c – $\Delta S(\theta)$; przednie łożysko NP pionowo, tercja 50 Hz, dane z normalizacją wpływu wektora logistycznego

Natomiast w przebiegach $\sigma(\theta)$ i $\Delta S(\theta)$ widoczna jest tendencja wzrostowa przed pierwszym remontem, spadek bezpośrednio po nim i następnie systematyczny wzrost. Drugi remont jest w tych przebiegach niemal niewidoczny, co zapewne pozostaje w związku z zakresem wykonanych prac.

Należy ocenić, że symptomy omawianego tu rodzaju mogą być bardzo cenne przynajmniej z trzech powodów:

- interpretacja przebiegów $S(\theta)$ dla zakresu częstotliwości łopatkowych jest często dość trudna, a tendencja wzrostowa okazuje się niekiedy trudna do wychwycenia (jest to dobrze widoczne np. na rys.4a i 5a);
- zastosowanie w charakterze symptomów przebiegów $\alpha(\theta)$ i $\Delta S(\theta)$ nie wymaga stosowania procedur normalizowania wpływu mocy czynnej; oznacza to, że ewentualne błędy wprowadzane przez te procedury zostają wyeliminowane, nie mówiąc już o uproszczeniu procesu diagnozowania;
- często obserwowane szybkie zmiany wartości S , mające charakter pojedynczych 'skoków', nie wpływają co prawda w znaczącym stopniu na aproksymowaną zależność $S(\theta)$, ale w przypadku prostego porównywania z wartością graniczną mogą być powodem nieuzasadnionych alarmów; w symptomach będących parametrami statystycznymi wpływ takich skoków zostaje złagodzony, co eliminuje tego rodzaju zagrożenie.

LITERATURA

- [1] Orłowski Z.: *Diagnostyka w życiu turbin parowych*. WNT, Warszawa, 2002.
- [2] Łączkowski R.: *Drgania elementów turbin cieplnych*. WNT, Warszawa, 1974.
- [3] Orłowski Z.: *Wibrodiagnostyka turbin parowych*. Prace Instytutu Energetyki, zeszyt 18. Warszawa, 1989.
- [4] Orłowski Z., Gałka T., Pietrzak D.: *Opracowanie modeli amplitudowo-częstotliwościowych turbin TK-120 i K-200*. Opracowanie Instytutu Energetyki (niepublikowane). Warszawa, 1992.
- [5] Cempel C.: *Theory of energy transforming systems and their application in diagnostics of operating systems*. Applied Mathematics and Computer Science, 1993, vol. 3, No. 3, pp. 533-548.
- [6] Cempel C.: *Modele ewolucji systemów*. Problemy Eksploatacji, Nr 3'97 (26), str. 47-70.
- [7] Gałka T.: *Application of energy processor model for diagnostic symptom limit value determination in steam turbines*. Mechanical Systems and Signal Processing, 1999, vol. 13, No. 5, pp. 757-764.
- [8] Gałka T.: *Zastosowanie modelu procesora energii do określania granicznych poziomów drgań turbozespołów parowych*. Energetyka, Nr 1/2000 (547), str. 21-29.
- [9] Gałka T.: *Normalization of Vibration Measurements: Unnecessary Complication or Important Prerequisite?*. Proceedings of the Second International Symposium on Stability

Control of Rotating Machinery ISCORMA-2, Gdańsk, 2003, pp. 722-731.

- [10] Gałka T.: *Evolutional Symptoms in Rotating Machinery Diagnostics*. Proceedings of the International Conference 'Condition Monitoring 2005', King's College, Cambridge, 2005, pp. 255-260.
- [11] *Metodyka wykrywania i lokalizacji uszkodzeń w turbinach*. Praca zbiorowa. Opracowanie Instytutu Energetyki (niepublikowane). Warszawa, 1983-1985.
- [12] Krugiołka C., Gawinowski Z.: *Stan techniczny części przepływowych turbin 200 MW w Elektrowni Pątnów oraz zamierzenia w zakresie ich modernizacji*. Materiały V Symposium 'Eksploatacja i Diagnostyka Modernizowanych Bloków Energetycznych', Wisła, 2003, str. 37-44.
- [13] Lampart P., Szymaniak M., Kwizdiński R.: *Investigation of circumferential non-uniformity in a partial admission control stage of a large power turbine*, [w] *Technical, Economic and Environmental Aspects of Combined Cycle Power Plants*, ed. Domachowski Z., Politechnika Gdańska, 2004, str. 261-271.



Dr inż. Tomasz GAŁKA ukończył Wydział Elektroniki Politechniki Warszawskiej. Od 1982 r. jest pracownikiem naukowym Instytutu Energetyki w Warszawie, obecnie kierownikiem Pracowni Diagnostyki Urządzeń Ciepłych Elektrowni. Zajmuje się głównie wibrodiagnostyką turbozespołów energetycznych. Uczestniczył w kilku projektach badawczych z tej dziedziny. Jest autorem lub współautorem ponad 50 publikacji krajowych i zagranicznych. Współzałożyciel Polskiego Towarzystwa Diagnostyki Technicznej, w obecnej kadencji sekretarz Zarządu Głównego.