

WEKTOR LOGISTYCZNY W DIAGNOZOWANIU TURBIN PAROWYCH

Tomasz GAŁKA, Zenon ORŁOWSKI

Instytut Energetyki, Pracownia Diagnostyki Urządzeń Ciepłych Elektrowni

02-981 Warszawa, ul. Augustówka 5

tel. (22) 642 7666 w.230, fax (22) 642 8378, e-mail tomasz.galka@ien.com.pl

Streszczenie

W pracy omówiono problem wpływu wektora logistycznego na procedury stosowane w diagnostyce drganiowej turbozespołów energetycznych, w szczególności na szacowanie kryterialnych poziomów symptomów diagnostycznych. Wpływ ten uwzględniono przy zastosowaniu miary skalarnej wektora. Opisano modyfikację procedur obliczania wartości granicznych. Na przykładzie kilku turbozespołów eksploatowanych w kraju oceniono ilościowy wpływ na charakterystyki drganiowe. Zaproponowano procedurę normalizacji, uwzględniającą wektor logistyczny, i podano przykład jej zastosowania.

Słowa kluczowe: turbina parowa, diagnostyka techniczna, drgania

LOGISTIC VECTOR IN STEAM TURBINE DIAGNOSTICS

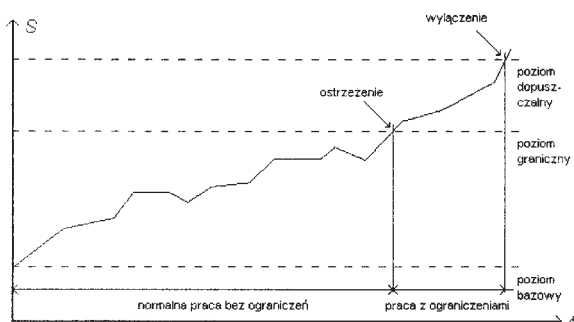
Summary

The paper deals with the influence of logistic vector on procedures used in utility steam turbines vibrational diagnostics, in particular on estimated criterial values of diagnostic symptoms. This influence has been accounted for in terms of a scalar measure of the logistic vector. Necessary modification of limit value determination procedures has been described. Quantitative influence on vibration characteristics is described for several units operated by national power industry. Normalization procedure, accounting for the logistic vector, has been proposed and an example of its application is given.

1. WSTĘP

Istotnym elementem procedur diagnozowania maszyn, zwłaszcza złożonych i realizujących odpowiedzialne funkcje, są wartości kryterialne – bazowe, graniczne i dopuszczalne. Umożliwiają one ilościową ocenę stanu technicznego obiektu i są niezbędne dla jego racjonalnej i bezpiecznej eksploatacji.

Wykorzystanie wartości kryterialnych w nadzorze diagnostycznym obiektu przedstawiono schematycznie na rys. 1.



Rys. 1. Schemat kontroli stanu obiektu

Podczas normalnej eksploatacji wartość symptomu powinna się zawierać między poziomami bazowym i granicznym. Wartość graniczna to poziom symptomu, którego przekroczenie oznacza, że maszyna nie jest już w stanie spełniać wszystkich stawianych przed nią wymagań, choć nie występuje bezpośrednie zagrożenie awarią. Mogą to być np. wymagania ekonomiczne, ekologiczne czy eksploatacyjne. Bardzo istotnym wymaganiem jest utrzymywanie ryzyka awarii poniżej pewnej granicy, zależnej zarówno od 'filozofii' eksploatacji, jak i od tego, jak odpowiedzialne zadanie maszyna realizuje. Przekroczenie wartości granicznej powinno spowodować podjęcie odpowiednich działań: może to być tymczasowe zniżenie parametrów eksploatacyjnych, zmiana terminu i zakresu najbliższego remontu czy zwiększenie zakresu i częstotliwości wykonywania pomiarów diagnostycznych. Taka definicja wartości granicznej oznacza, że powinna ona zostać wyznaczona na podstawie znajomości procesu odwzorowania ewolucji stanu technicznego obiektu w wartości symptomu. Opis tego odwzorowania można oprzeć na modelu procesora energii. Ogólny model tego

procesora został opracowany przez Cz. Cempla; szczegółowe omówienie można znaleźć w szeregu publikacji (np. [1,2]).

W złożonych obiektach wartość konkretnego symptomu diagnostycznego $S(\theta)$, zarejestrowana w pewnej chwili czasu θ , zależy nie tylko od zaawansowania procesu pogarszania się stanu technicznego, ale również od wielu innych czynników, których znaczenie dla obiektów różnego rodzaju może się zmieniać w szerokich granicach. Uwzględnienie nawet tylko niektórych spośród tych czynników, mających największe znaczenie, podwyższa dokładność oszacowania granicznych wartości symptomów, jednak za cenę istotnej komplikacji opisu matematycznego. Komplikacja ta nie jest sama z siebie przeszkodą, jednak oznacza pojawienie się nowych parametrów, które najczęściej muszą zostać zidentyfikowane doświadczalnie. Wobec tego dostosowywanie modelu procesora energii do pewnej grupy maszyn, celem jego zastosowania do określania granicznych wartości symptomów, przebiega w pewnym sensie dwutorowo: rozbudowie samego modelu, który uwzględnia coraz więcej czynników wpływających na zmierzoną wartość symptomu, towarzyszy równoległe dopracowywanie metod identyfikacji pojawiających się w tym procesie parametrów.

2. WEKTOR LOGISTYCZNY

W klasycznym modelu procesora energii wpływ otoczenia przejawia się jedynie pod postacią dostarczanej do obiektu (maszyny) energii wejściowej E_i . W rzeczywistości otoczenie wpływa na moc procesów resztkowych nie tylko w ten sposób. Jeśli rozpatrujemy grupę N maszyn, to każda będzie się charakteryzować inną jakością wykonania i montażu, inną jakością obsługi i innymi właściwościami dynamicznymi stanowiska, na którym jest zainstalowana. Jeśli z kolei rozpatrujemy sekwencję kolejnych cykli życia pojedynczego obiektu, to każdy z nich będzie się charakteryzował innym zakresem remontu i inną jakością jego wykonania. Wpływ tych parametrów można wprowadzić do modelu za pośrednictwem tzw. wektora logistycznego L [3], którego składowe są ich ilościowymi miarami (1):

$$L^i = \{l_1, l_2, \dots, l_m\}, i = 1, 2, \dots, N \quad (1)$$

Składowe te są zwykle nieznane. Co więcej, niektóre z nich są trudne do ilościowego ujęcia (np. jakość montażu), także z powodu braku odpowiednich kryteriów. Rozumując kategoriami jakościowymi, można dla poszczególnych przypadków czy konkretnych grup maszyn wyróżnić składowe mające istotne znaczenie i takie, które – przynajmniej w pierwszym przybliżeniu – da się pominąć. Dla turbin parowych istotny będzie z pewnością wpływ zakresu przeprowadzonego remontu, natomiast jakość obsługi, realizowanej przez stałą grupę pracowników o stosunkowo wysokich kwalifikacjach, nie powinna się zmieniać w dużych granicach.

Kwestia uwzględnienia wpływu wektora logistycznego na wartość mocy procesów resztkowych jest złożona. W pierwszym przybliżeniu proponuje się [1,4] opisać tę zależność przy użyciu pewnej skalarnej miary tego wektora $f(L^i)$, przyjmującej wartości z pewnego zakresu:

$$1 \leq f(L^i) \leq a, \quad (2)$$

gdzie a jest pewną stałą. Przyjmujemy, że $f(L^i) = 1$ opowiada tu przypadkowi 'idealnemu', czyli takiemu, w którym wpływ wszystkich czynników objętych wektorem logistycznym na moc procesów resztkowych jest zminimalizowany.

Jak wskazuje analiza opisana w [4], w przypadku turbin parowych konieczne jest jeszcze uwzględnienie wpływu obciążenia i degradacji nieodwracalnej. Oznacza to, że stosunkowo prosta zależność mocy procesów resztkowych V (a więc – poprzez operator symptomowy – także mierzalnych symptomów) od czasu θ [1]

$$\left(\frac{V(\theta)}{V_0} \right) = \left(1 - \frac{\theta}{\theta_b} \right)^{-1}, \quad (3)$$

gdzie θ_b jest czasem do awarii, jednoznacznie charakteryzującym dany obiekt, komplikuje się, czemu towarzyszy pojawienie się nowych parametrów i inna postać zależności od czasu. Przy rozsądnych przybliżeniach można to przedstawić jako zależność (4):

$$V_i(\theta, \Theta) = V_{00} f(L^i) g(P_{ui}) h(\Theta_{0i}) \left(1 - f(L^i) g(P_{ui}) h(\Theta_{0i}) \frac{\theta}{\theta_{b0}} \right)^{-1}. \quad (4)$$

gdzie współczynniki $g(P_{ui})$ i $h(\Theta_{0i})$ charakteryzują wpływ mocy czynnej i nieodwracalnej degradacji obiektu. Należy tu zwrócić uwagę, że zależność od czasu staje się 'podwójna': czas θ jest argumentem symptomowej krzywej życia i w każdym i -tym cyklu jest liczony od zera, natomiast czas Θ mierzy się od początku eksploatacji.

Poszczególne składowe wektora logistycznego odpowiadają czynnikom dość zróżnicowanej natury, z których każdy w pewien sposób wpływa na wartość miary skalarnej $f(L^i)$, a poprzez nią – na moc procesów resztkowych, decydującą o wartościach obserwowanych symptomów diagnostycznych. Spośród tych czynników należy wymienić:

- jakość wykonania,
- jakość montażu,
- jakość obsługi,
- własności dynamiczne fundamentowania i przyłączy,

a także inne, właściwe konkretnym maszynom czy grupom maszyn. W przypadku turbin parowych, eksploatowanych w energetyce, istotny może być np. poziom wahań częstotliwości w sieci elektroenergetycznej.

Dla maszyn z określonej grupy możliwe jest wytypowanie tych składowych, których wpływ powinien być największy. Niewiele ułatwia to jednak jego opis ilościowy. Niekiedy możliwe jest zastosowanie stosunkowo prostych parametrów; przykładem może tu być określenie jakości wyważenia wirnika turbiny za pomocą resztkowej niewyważenia. Zależy ona od szeregu czynników (w tym takich, jak doświadczenie i kultura techniczna personelu) i nawet w ramach jednej elektrowni może zmieniać się w dość szerokich granicach. Związek między niewyważeniem a poziomem drgań rejestrowanych np. na łożyskach turbiny jest nieliniowy [5], niemniej ilościowe zbadanie tej zależności jest stosunkowo proste. Przypadek ten jest jednak raczej wyjątkiem niż regułą i niewiele składowych wektora logistycznego da się opisać w podobny sposób. Wyznaczenie miary $f(L^i)$, dla konkretnego cyklu życia w oparciu o dające się uzyskać informacje o obiekcie nie wydaje się zatem realne. Można natomiast założyć [4], że $f(L^i)$ jest zmienną losową, przyjmującą wartości z pewnego przedziału i mającą w tym przedziale pewien rozkład.

3. MOŻLIWOŚCI OCENY EKSPERYMENTALNEJ

Jeżeli przyjmujemy uproszczenie, polegające na zastąpieniu wektora logistycznego jego miarą skalarną w postaci zmiennej losowej o pewnym rozkładzie, to powstaje pytanie, czy parametry tego rozkładu dadzą się zidentyfikować poprzez analizę danych eksperymentalnych.

Jeśli pominiemy wpływ obciążenia i degradacji nieodwracalnej, to dla i -tego cyklu życia (któremu

będzie odpowiadać i -ta realizacja symptomowej krzywej życia) otrzymamy

$$V_i = V_i[\theta, f(L^i)] \quad (5)$$

czyli rozpatrując N cykli życia (lub N jednakowych obiektów) otrzymamy rodzinę krzywych $V_i(\theta)$ z $f(L^i)$ jako parametrem. Załóżmy teraz, że N jest wystarczająco duże i że możemy te N krzywych podzielić na M grup, w ten sposób, że w każdej z nich wartości $f(L^i)$ będą zbliżone. Jeśli ustalimy odpowiedni dla rozpatrywanego obiektu i symptomu operator symptomowy, to otrzymamy M grup realizacji symptomowej krzywej życia; konstruując teraz dla każdej z tych grup histogram mierzonej wartości symptomu i aproksymując go wynikającym z przyjętego operatora symptomowego rozkładem statystycznym (funkcją gęstości prawdopodobieństwa $p_j(S)$), otrzymamy rodzinę krzywych $p_j(S)$, $j = 1, 2, \dots, M$, w której parametrem będzie wartość $f(L^i)$.

Jak wspomniano wyżej, możemy przyjąć pewien rozkład wartości $f(L^i)$ w przedziale $(1, a)$. Będzie temu odpowiadać pewien rozkład parametrów opisujących krzywe $p_j(S)$, na przykład współczynnika kształtu i współczynnika skali; można to oczywiście dla każdego przypadku wyprowadzić analitycznie. Pozwala to na oszacowanie z danych eksperymentalnych parametrów rozkładu $f(L^i)$, a następnie na ich uwzględnienie w obliczeniach wartości granicznych.

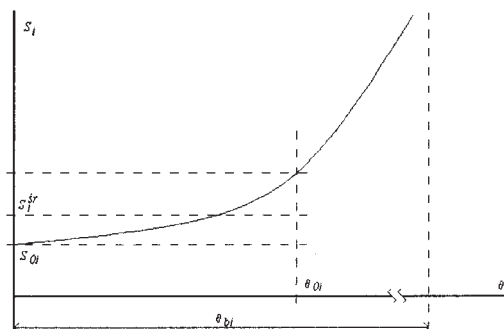
Pomijając kwestię konieczności posiadania odpowiednio licznego zbioru danych pomiarowych, podstawowym problemem w praktycznym zastosowaniu takiego podejścia będzie podzielenie tego zbioru na podzbiory w taki sposób, aby w każdym z nich wartość $f(L^i)$ mogła być w przybliżeniu uznana za stałą. Rozpatrując ten problem dla konkretnego przypadku dużych turbin parowych, zwróćmy uwagę na składowe wektora logistycznego, od których zależy wartość liczbową jego miary $f(L^i)$. Jakość wykonania, rozumianego jako efekt procesu produkcyjnego, jest dla danego egzemplarza turbiny oczywiście stałą, natomiast – jak wskazuje praktyka – w ramach jednego typu należy się liczyć z różnicami między poszczególnymi egzemplarzami. Jakość montażu i obsługi, wykonywanych przez te same osoby przy zastosowaniu tych samych narzędzi i sprzętu oraz tych samych procedur, nie powinna wahać się znacznie w ramach jednej elektrowni, a tym bardziej dla różnych realizacji symptomowej krzywej życia pojedynczej turbiny. Własności dynamiczne stanowiska (fundamentowania i przyłączy) z pewnością zmieniają się w czasie, lecz można przyjąć, że są to zmiany powolne, o stałej czasowej porównywalnej z tą, która opisuje procesy nieodwracalnej degradacji własności materiałowych.

Reasumując, można założyć, że w kolejnych realizacjach symptomowej krzywej życia dla jednej turbiny wartość $f(L^i)$ zmienia się niewiele, a w każdym razie znacznie mniej od różnic, jakich

należałoby oczekiwać przy porównywaniu różnych turbin w różnych elektrowniach. Sugeruje to możliwość oszacowania, przynajmniej w pierwszym przybliżeniu, wpływu $f(L^i)$ na aproksymowany przebieg $p(S)$, a przez to na obliczoną z niego wartość graniczną.

Interesującą i w znacznej mierze unikalną możliwością oceny wpływu miary wektora logistycznego $f(L^i)$ w kategoriach ilościowych daje analiza wyników badań turbozespołów nowych, wkrótce po ich oddaniu do eksploatacji. Jak już przedstawiono, różnice między obserwowanymi charakterystykami symptomów diagnostycznych będą wynikały – przy założeniu identycznej konstrukcji – z różnic w wykonaniu poszczególnych elementów, montażu i własnościach dynamicznych stanowiska. Mając do dyspozycji wyniki uzyskane dla n turbozespołów, możemy porównać tyleż realizacji symptomowej krzywej życia. Najkorzystniejsze byłoby porównanie wartości $S_i(\theta=0)$, $i = 1, 2, \dots, n$, czyli wartości początkowych. W praktyce jednak jest to utrudnione, gdyż rozruch nowych turbozespołów jest przeważnie realizowany bardzo powoli, a ponadto w początkowym okresie pracują one często z parametrami znacznie odbiegającymi od znamionowych. Nie daje to zatem możliwości minimalizacji wpływu innych czynników.

Warto jednak zwrócić uwagę, że początkowy odcinek symptomowej krzywej życia jest dla turbozespołów w znacznej większości przypadków dość płaski. Dowodu na to dostarcza analiza, wykonana dla trzech jednakowych turbozespołów w jednej z elektrowni, o czasie pracy (w momencie rozpoczęcia badań) nieco ponad 150 000 godzin. Analizowano pojedyncze realizacje symptomowej krzywej życia dla poziomów prędkości drgań w poszczególnych punktach, kierunkach i pasmach częstotliwości wynikających z modelu wibrodiagnostycznego [6,7] (łącznie 720 krzywych) jedynie pod kątem występowania tendencji wzrostowej, przewidywanej przez stosowany tu model. Okazało się, że tendencja wzrostowa w zakresie częstotliwości harmonicznych wystąpiła jedynie w 35.3% przypadków, zaś w zakresie częstotliwości łopatkowych w 60.6% przypadków. Oznacza to, że wpływ innych czynników jest – zwłaszcza w zakresie harmonicznych – znacznie bardziej zauważalny, a zatem dla porównania różnych turbozespołów tego samego typu celem oceny wpływu wektora logistycznego miarodajne będzie porównanie wartości średnich. Zostało to schematycznie przedstawione na rys.2, gdzie θ_{oi} oznacza czas obserwacji w i -tym cyklu.



Rys.2. Początkowy odcinek symptomowej krzywej życia

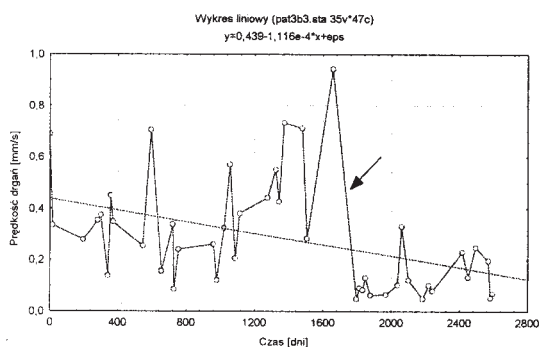
4. POMIARY I ANALIZA WYNIKÓW

Dane wykorzystane w dalszym ciągu niniejszej pracy uzyskano z badań turbozespołów dwóch różnych typów, jednak mających ten sam układ konstrukcyjny. Są to maszyny z jedną częścią wysokoprężną, jedną średnioprężną i jedną dwuwylotową częścią niskoprężną, napędzające generator prądu przemiennego. Wał turbozespołu jest podparty w siedmiu łożyskach ślizgowych.

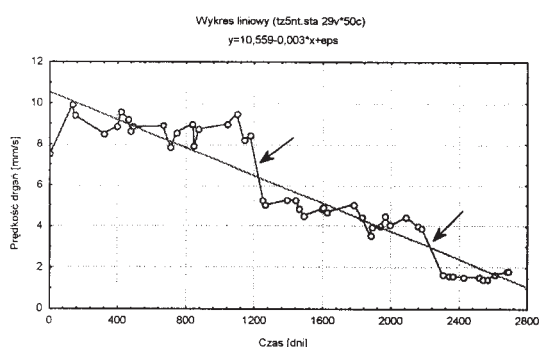
Turbozespoły typu PWK-200, eksploatowane w jednej z elektrowni, mają za sobą nieco ponad 200 tys. godzin pracy i około 1000 rozruchów. Są to zatem maszyny o znacznym stopniu wyczerpania żywotności. Natomiast turbozespoły typu 13CK230 mają za sobą poniżej 10 tys. godzin pracy i można je uznać za jednostki nowe.

Mierzoną wielkością była prędkość drgań bezwzględnych. Pomiary wykonywano w punktach zlokalizowanych na pokrywach łożysk oraz na kadłubie części niskoprężnej, w trzech wzajemnie prostopadłych kierunkach (pionowym, poziomym i osiowym). Stosowano tercjoną analizę widmową (względna szerokość pasma 23%), a jako symptomy przyjmowano poziomy prędkości drgań w pasmach wynikających z modeli wibrodiagnostycznych badanych turbozespołów [6,7]. Daje to łącznie 135 symptomów dla zakresu częstotliwości harmonicznych (niskich – pierwsze cztery harmoniczne oraz składowa $0.5 f_0$) dla turbozespołów obydwóch typów. W zakresie częstotliwości łopatkowych (wysokich), ze względu na różne układy przepływowe turbin, analizowano 93 symptomy dla turbin 13CK230 i 105 symptomów dla turbin PWK-200.

Dla turbozespołów PWK-200 możliwe było przeanalizowanie trendów drgań, obejmujących okres ponad 9 lat. W wielu przypadkach w trendach tych widoczne są zmiany o charakterze skokowym, odpowiadające czasowo remontom kapitalnym; są to granice między kolejnymi cyklami życia, a skok wynika z usunięcia podczas remontu uszkodzeń i niesprawności, czyli przywrócenia stanu początkowego. obiektu (z pominięciem degradacji nieodwracalnej). Przykłady trendów prędkości drgań przedstawiono na rys.3 i 4.

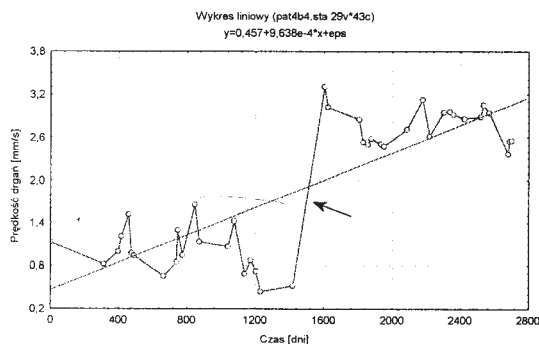


Rys.3. Trend III harmonicznej drgań pionowych tylnego łożyska SP (strzałka oznacza remont)



Rys.4. Trend I harmonicznej drgań osiowych tylnego łożyska NP (strzałki oznaczają wymiany wirnika)

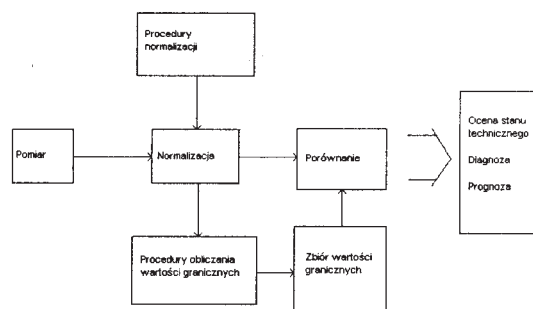
Niekiedy skokowa zmiana jest wzrostem; dotyczy to zwłaszcza składowych związanych ze stanem wyważenia i osiowania. Przykład podano na rys.5. W takim przypadku mamy do czynienia z inną jakością wykonanego remontu, a zatem zmiana ta wynika z wpływu wektora logistycznego.



Rys.5. Trend I harmonicznej drgań pionowych przedniego łożyska NP (strzałka oznacza remont)

Występowanie takich różnic między kolejnymi cyklami życia tego samego obiektu, a także cykle życia różnych, lecz jednakowych konstrukcyjnie obiektów, dowodzi, że dane z poszczególnych cykli są w istocie nieporównywalne, a ich stosowanie

w procedurze obliczania wartości granicznych wymaga pewnego rodzaju normalizacji. Można ją dokonać w oparciu o współczynniki uzyskane z porównania średnich poziomów symptomu. Wszystkie cykle zostaną wówczas sprowadzone do jednakowej wartości $f(L^i)$. Odpowiada temu procedura diagnozowania przedstawiona schematycznie na rys.6.



Rys.6. Schemat diagnozowania z wykorzystaniem normalizacji symptomu

Pierwsze porównanie, mające na celu ocenę wpływu skalarnej miary wektora logistycznego na wartość rejestrowanego symptomu drganiowego, wykonano dla nowych turboszpółów typu 13CK230. Średnia bezwzględna wartość różnicy okazała się zbliżona dla częstotliwości harmonicznych (niskich) i łopatkowych (wysokich), wynosząc odpowiednio 2.33 i 2.53 dB, odchylenie standardowe było również zbliżone (odpowiednio 1.99 dB i 1.89 dB). Uzasadnia to dość interesujący wniosek, że dla rozpatrywanych obiektów wpływ wektora logistycznego jest ilościowo zbliżony dla dwóch wymienionych zakresów częstotliwości, mimo różnych mechanizmów generacji drgań.

Ze względu na brak danych porównawczych trudno oceniać powyższe wyniki w kategoriach ilościowych. Z pewnością jednak zaobserwowanych różnic nie można arbitralnie uznać za pomijalne. Około 35% różnic w zakresie częstotliwości harmonicznych i około 35% w zakresie częstotliwości łopatkowych przekracza 3 dB, a w ośmiu przypadkach (po cztery w każdym z tych dwóch zakresów) zaobserwowano ponad 6 dB, co oznacza dwukrotną różnicę, jeśli przejdzie się na bezwzględne wartości prędkości drgań.

Powyższe porównanie dotyczy szczególnego przypadku, kiedy $\Theta \approx 0$, a zatem $h(\Theta)$ jest bliskie jedności – patrz zależność (4). W praktyce taki przypadek należy do rzadkości, gdyż liczba całkowicie nowych bloków energetycznych, oddawanych do eksploatacji, jest niewielka. Co więcej, nie można go uznać za miarodajny z aplikacyjnego punktu widzenia. Znacznie częściej występuje bowiem konieczność oszacowania kryterialnych wartości symptomów diagnostycznych dla turboszpółów już eksploatowanych, nieraz przez wiele lat. Odniesienie do stanu, jaki występował bezpośrednio po uruchomieniu, jest w takich przypadkach na ogół niemożliwe.

Można przypuszczać, że ilościowa ocena wpływu wektora logistycznego może również być oparta na porównaniu obiektów, dla których $h(\Theta)$ ma w przybliżeniu jednakowe wartości – o ile pozostałe warunki są spełnione. Logiczne wydaje się założenie, że sytuacja taka zachodzi dla jednakowych turbin, eksploatowanych w tej samej elektrowni, jeśli przebieg ich dotychczasowej eksploatacji (typowy zakres obciążeń, cykle remontowe) był taki sam, czas eksploatacji jest zbliżony i nie miały miejsca awarie powodujące znaczny ubytek żywotności podstawowych elementów.

Aby sprawdzić słuszność takiego założenia, dokonano porównania analogicznego do wyżej zaprezentowanego dla dwóch turbozespołów typu PWK-200. Ich czas pracy był zbliżony i sięgał około 200 000 godzin, przy czym przez cały okres były eksploatowane jako jednostki podstawowe. W okresie, z którego pochodziły dane użyte do porównania, nie miały miejsca większe awarie, nie były też wymieniane istotne elementy konstrukcyjne.

Okazuje się, że wyniki dość znacznie się różnią od uzyskanych dla turbozespołów nowych. Przede wszystkim średnie różnice są większe: 3.84 dB dla zakresu harmonicznego i aż 6.01 dB dla łopatkowego. Wyższe są również odchylenia standardowe: odpowiednio 3.31 dB i 5.19 dB. W zakresie harmonicznym w 72 przypadkach na 135 wyższą średnią otrzymano dla pierwszego turbozespołu, w zakresie łopatkowym – w 32 przypadkach na 105. Większa jest też liczba przypadków, w których różnica przekracza 3 dB – 44% dla zakresu harmonicznego i aż 61% dla zakresu łopatkowego.

Tak istotna różnica między grupami turbozespołów różniących się czasem eksploatacji nie da się wytłumaczyć w oparciu o przedstawione wyżej rozumowanie. Kluczem do jej wyjaśnienia może być warunek zbliżony wartości $h(\Theta)$ dla dwu porównywanych maszyn. W przypadku turbin nowych jego spełnienie jest zrozumiałe, gdyż niezależnie od przebiegu tej funkcji, jaki zostanie przyjęty, jest jasne, że $h(\Theta) \rightarrow 0$ dla $\Theta \rightarrow 0$. Natomiast nie da się wykazać, że dla dwóch różnych obiektów, nawet identycznych konstrukcyjnie, dla każdego symptomu będzie spełniony warunek

$$h_A(\Theta_1) \approx h_B(\Theta_2), \text{ jeśli } \Theta_1 \approx \Theta_2 \quad (7)$$

przy czym indeksy A i B oznaczają tu porównywane obiekty. Przeciwnie, przytoczone dane wskazują raczej, że warunek ten w ogólności nie jest spełniony. Tłumaczy to też, dlaczego znacznie większa rozbieżność wystąpiła dla zakresu częstotliwości łopatkowych.

Na podstawie powyższych rozważań można zatem wnioskować o celowości i możliwości oceny wpływu wektora logistycznego dla turbozespołów nowych. W przypadku maszyn starszych, nawet jednakowych i eksploatowanych w podobnych warunkach, warunki miarodajności takiej oceny nie są w ogólnym przypadku spełnione.

5. WPLYW WEKTORA LOGISTYCZNEGO NA WARTOŚCI GRANICZNE

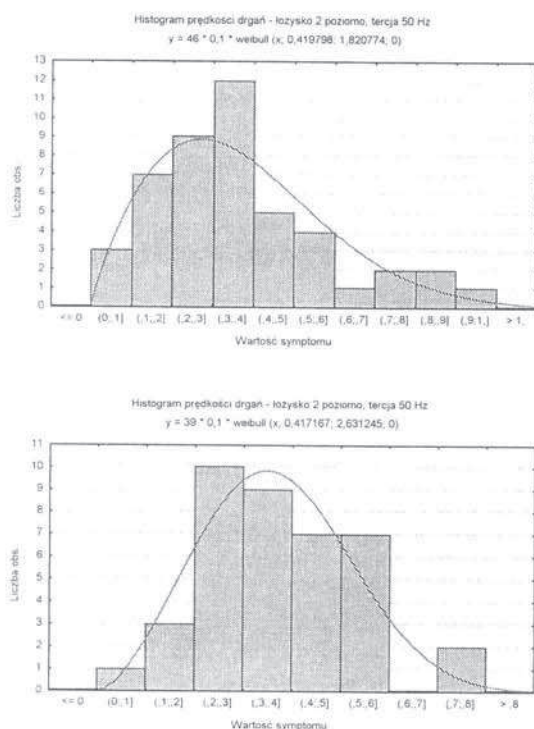
W tabeli 1 podano graniczne poziomy prędkości drgań, obliczone dla jednego z punktów pomiarowych (łożysko WP-SP, kierunek poziomy) turbozespołu typu 13CK230 w dwóch wariantach: bez normalizacji ze względu na wpływ wektora logistycznego i z normalizacją opartą na wartościach średnich, według powyżej zaproponowanej procedury. Opis metody obliczania tych wartości dla przypadku turbin parowych można znaleźć w [4]; zgodnie z podanymi tam wnioskami, przyjęto operator symptomowy Weibulla dla zakresu harmonicznego i eksponencjalny dla zakresu łopatkowego. Wartość współczynnika A/G , określającego politykę eksploatacyjną (maksymalne dopuszczalne prawdopodobieństwo wykonania zbędnej naprawy [2]), przyjęto jako równą 0.01, co jest uzasadnione dla maszyn krytycznych.

Tabela 1. Porównanie granicznych poziomów prędkości drgań turbozespołów 13CK230 (łożysko WP-SP, kierunek poziomy)

Zakres częstotliwości	Pasma tercjowe [Hz]	Graniczna prędkość drgań [mm/s]	
		bez normalizacji	z normalizacją
harmoniczny	25	0.198	0.198
	50	0.971	0.745
	100	0.316	0.316
	160	0.224	0.223
	200	0.182	0.186
łopatkowy	3150	0.361	0.361
	4000	0.446	0.446
	5000	0.439	0.464
	6300	0.282	0.282

Jak widać, w zakresie częstotliwości harmonicznycy jedynie w przypadku składowej podstawowej różnica jest dość duża, natomiast w pozostałych przypadkach wartości niewiele różnią się od siebie. W przypadku składowej podstawowej różnica wynika zarówno z współczynnika skali, jak i współczynnika kształtu, co widać z porównania histogramów i aproksymujących je rozkładów statystycznych (w tym przypadku jest to rozkład Weibulla), przedstawionych na rys.7.

Dla innych punktów pomiarowych turbozespołów 13CK230 otrzymano podobne ilościowo różnice. Dla przykładu w tabeli 2 podano analogiczne zestawienie dla przedniego łożyska NP w kierunku pionowym. Tu w zakresie częstotliwości łopatkowych we wszystkich pięciu pasmach tercjowych otrzymano jednakowe wartości. Tego rodzaju wyniki świadczą o zbliżonej jakości wykonania i montażu układów przepływowych turbin, zrozumiałej dla maszyn nowych i nowoczesnych.



Rys.7.1. Porównanie histogramów składowej podstawowej prędkości drgań (turbozespoły 13CK230, łożysko 2 poziomo); wykres górny – wartości 'surowe', wykres dolny – wartości znormalizowane

Tabela 2. Porównanie granicznych poziomów prędkości drgań turbozespołów 13CK230 (przednie łożysko NP, kierunek pionowy)

Zakres częstotliwości	Pasma tercjowe [Hz]	Graniczna prędkość drgań [mm/s]	
		bez normalizacji	z normalizacją
harmoniczny	25	0.198	0.198
	50	0.971	0.745
	100	0.316	0.316
	160	0.224	0.223
	200	0.182	0.186
łopatkowy	3150	0.361	0.361
	4000	0.446	0.446
	5000	0.439	0.464
	6300	0.282	0.282

Jak już wspomniano, próba zastosowania analogicznej procedury dla turbin o długim czasie pracy daje w efekcie znacznie większe różnice; wynika to z niespełnienia założeń koniecznych dla poprawności tej procedury. W konsekwencji otrzymane wartości graniczne okazują się – zależnie od symptomu – bardzo niskie lub bardzo wysokie, niekiedy wyższe nawet od dopuszczalnych całkowitych poziomów prędkości drgań, określonych przez normy. Jest to przypadek,

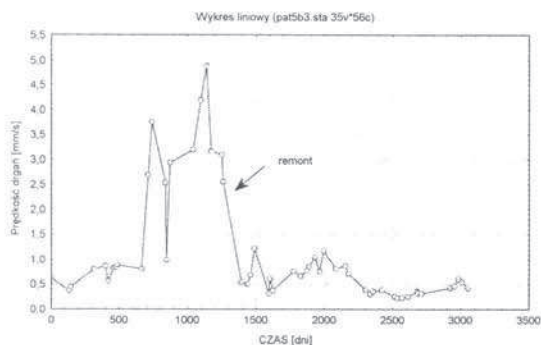
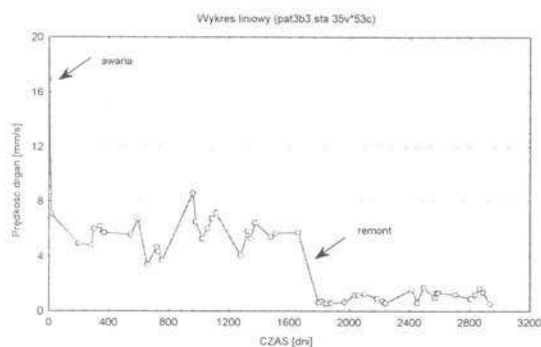
w którym nie są spełnione wymagania stosowanego tu modelu.

Także w przypadku, kiedy różnice między porównywanymi obiektami okazują się być spowodowane utrzymującym się przez dłuższy czas uszkodzeniem jednego z nich, a nie czynnikami opisanymi przez wektor logistyczny, otrzymuje się wartości nieproporcjonalnie wysokie lub niskie. Oznacza to również naruszenie jednego z podstawowych założeń stosowanej tu metody określania granicznych wartości symptomów diagnostycznych, mianowicie wymagania, aby dane do algorytmów obliczeniowych pochodziły z pomiarów obiektów będących w stanie sprawności.

Przykład wpływu utrzymującego się przez dłuższy czas stanu niesprawności przedstawiono na rys.8. Jak widać, dla pierwszego turbozespołu (trend przedstawiony na górnym rysunku) początkowa wartość symptomu (III harmoniczna drgań poziomych) jest bardzo wysoka; w istocie całkowity poziom prędkości drgań łożyska zawierał się już wówczas w zakresie niedopuszczalnym i bezpośrednio po pomiarze turbozespołu wyłączono. Przyczyną był błąd montażowy układu olejowego. Po usunięciu tej niesprawności nadal utrzymywał się dość wysoki poziom tej składowej, gdyż stan łożyska nadal nie był całkowicie poprawny. Jest to niesprawność dość często występująca w turbozespołach tego typu i jej usunięcie z reguły pozostawia się do najbliższego remontu, o ile całkowity poziom drgań zawiera się w dopuszczalnych granicach. W tym przypadku została ona skorygowana w remoncie kapitalnym, po którym nastąpił widoczny spadek. W ramach stosowanego tu modelu możemy mówić o sekwencji dwóch, a nawet trzech cykli życia, lecz stosowanie wyżej opisanej procedury do określania wartości granicznej prowadzi do naruszenia założeń tego modelu. Wyniki sprzed remontu powinny zostać odrzucone w procedurze obliczania wartości granicznej.

Dla porównania trend przedstawiony w dolnej części rysunku 8 odnosi się do tego samego symptomu, lecz pochodzi z badań innego turbozespołu tego samego typu. Jak widać, brak tu anomalii tego rodzaju, aczkolwiek w okresie bezpośrednio poprzedzającym remont widoczny jest szybki trend rosnący.

W przypadku nowych turbozespołów 13CK230 w wyniku stosowania procedury normalizacji otrzymywano z reguły niewielkie różnice obliczonych wartości granicznych, rzędu kilku procent; jedynie w pojedynczych przypadkach były one większe i wynosiły kilkanaście procent. Przykłady przedstawione w tabelach 1 i 2 można tu uznać za reprezentatywne. Należy jednak pamiętać, że baza danych była niezbyt duża, z uwagi na krótki okres eksploatacji tych maszyn; również ten czynnik może mieć pewien wpływ na obserwowane różnice, z uwagi na błąd statystyczny.



Rys.8. Trendy III harmonicznej prędkości drgań poziomych tylnego łożyska SP dwu turbin PWK-200

6. PODSUMOWANIE

Wpływ czynników opisanych przez wektor logistyczny jest znaczący i wprowadza zauważalne zmiany o charakterze skokowym. Zmiany te są silniej zaznaczone w zakresie częstotliwości harmonicznych (niskich). Ilościowa ocena tego

wpływu okazała się realna dla turbozespołów nowych, o krótkim czasie eksploatacji. Dla starszych maszyn, mających za sobą około 200 000 godzin pracy, jest on maskowany przez wpływ procesów zużyciowych. W ocenie wpływu wektora logistycznego warunków porównywalności obiektów pod względem zaawansowania tych procesów ma zatem zasadnicze znaczenie, przy czym sam czas pracy nie stanowi tu wystarczającego kryterium.

7. LITERATURA

- [1]. C.Cempel: *Theory of energy transforming systems and their application in diagnostics of operating systems*. Applied Mathematics and Computer Science, 1993, vol.3, No.3, pp. 533-48
- [2]. H.G.Natke, C.Cempel: *Model-Aided Diagnosis of Mechanical Systems*. Springer-Verlag, Berlin-Heidelberg-New York, 1997
- [3]. C.Cempel: *The passive diagnostic experiment with ergodic properties*. Materiały XXIII Ogólnopolskiego Sympozjum 'Diagnostyka Maszyn', Węgierska Górka, 1996, zeszyt 1, str. 5-17
- [4]. T.Gałka: *Określanie granicznych poziomów drgań w turbinach parowych*. Rozprawa doktorska. Politechnika Poznańska, 1997
- [5]. R.Łączkowski: *Wyważanie elementów wirujących*. WNT, Warszawa, 1979
- [6]. Z.Orłowski: *Wibrodiagnostyka turbin parowych*. Prace Instytut Energetyki, zeszyt 18. Warszawa, 1989
- [7]. Z.Orłowski: *Diagnostyka w życiu turbin parowych*. WNT, Warszawa, 2001



Dr hab. inż. Zenon Orłowski, prof. Instytutu Energetyki, jest absolwentem Wydziału Mechanicznego Energetyki i Lotnictwa Politechniki Warszawskiej. Od 1972 r. jest pracownikiem naukowym Instytutu Energetyki – obecnie

kierownikiem Pracowni Diagnostyki Urządzeń Ciepłych Elektrowni. Zajmuje się diagnostyką maszyn wirnikowych, przede wszystkim turbin parowych. Jest autorem kilkudziesięciu prac naukowych z tej dziedziny, publikowanych w kraju i za granicą. Członek Sekcji Podstaw Eksploatacji Komitetu Budowy Maszyn, współzałożyciel Polskiego Towarzystwa Diagnostyki Technicznej, w obecnej kadencji Prezes Zarządu Głównego.



Dr inż. Tomasz Gałka jest absolwentem Wydziału Elektroniki Politechniki Warszawskiej. Od 1982 r. jest pracownikiem naukowym Instytutu Energetyki. Zajmuje się przede wszystkim wibrodiagnostyką turbozespołów parowych. W 1998 r. obronił

pracę doktorską z tej dziedziny na Wydziale Budowy Maszyn i Zarządzania Politechniki Poznańskiej. Jest autorem lub współautorem ponad 30 publikacji krajowych i zagranicznych. Współzałożyciel Polskiego Towarzystwa Diagnostyki Technicznej, w obecnej kadencji sekretarz Zarządu Głównego.