

## UWZGLĘDNIENIE PROCESÓW DEGRADACJI MATERIAŁU W WIBRODIAGNOSTYCE TURBIN ENERGETYCZNYCH

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](mailto:tomasz.galka@ien.com.pl)

### Streszczenie

W pracy omówiono problem uwzględnienia wpływu nieodwracalnej degradacji parametrów materiału w diagnostyce drganiowej turbin energetycznych. Analiza procesów zużycia wskazuje, że w przypadku turbin konieczne jest uwzględnienie zmęczenia i pełzania. Zjawiska te wzięto pod uwagę w zmodyfikowanym modelu procesora energii. Zaproponowano model liniowy i omówiono warunki jego stosowalności. Na przykładzie kilku turbin 200 MW o czasie pracy ponad 100.000 godzin przedstawiono możliwość oszacowania wpływu degradacji nieodwracalnej na podstawie analizy trendów drgań.

Słowa kluczowe: turbina parowa, diagnostyka techniczna, drgania, zużycie.

## MATERIAL DEGRADATION PROCESSES IN VIBRODIAGNOSTICS OF UTILITY STEAM TURBINES

### Summary

The paper deals with the problem of accounting for irreversible degradation of material parameters in vibrodiagnostics of utility steam turbines. Analysis of wear processes reveals that, in the case of steam turbines, fatigue and creep should be taken into account. These phenomena have been included in the modified energy processor model. A linear model has been proposed and its applicability discussed. On the basis of data from several 200 MW turbines with over 100,000 hours of operation, a possibility to estimate irreversible degradation influence from vibration trends analysis has been demonstrated.

Keywords: steam turbine, technical diagnostics, vibration, wear.

## 1. WPROWADZENIE

W turbinach parowych, pracujących nieraz przez kilkadziesiąt lat, istotne znaczenie mają wiarygodne metody oceny stanu głównych elementów konstrukcyjnych, w tym przede wszystkim układów przepływowych.

W przestrzeniach międzyłopatkowych powstają impulsy siły wymuszającej drgania, związane z liczbą dysz lub łopatek kierownicy poprzedzającej, liczbą łopatek palisady ruchomej wirnika oraz liczbą łopatek za tarczą wirnika danego stopnia. Częstotliwość tych drgań oblicza się mnożąc liczbę łopatek wieńca lub kierownicy przez częstotliwość kątową wirnika. Ponadto w wyniku współdziałania palisady ruchomej z nieruchomą powstają drgania o częstotliwościach wynikających z sumy oraz różnicy liczby łopatek w sąsiadujących palisadach, pomnożonej przez połowę częstotliwości kątowej wirnika.

Takiemu modelowi wibrodiagnostycznemu odpowiadają szerokopasmowe widma drgań o charakterystyce amplitudowo-częstotliwościowej określającej początkowy stan układu przepływowego. W przypad-

ku uszkodzenia lub wypadnięcia łopatek to wzorcowe widmo ulega zmianie zarówno pod względem amplitudy, jak i częstotliwości. Może wystąpić wzrost amplitudy drgań oraz przesunięcie położenia dominant w kierunku niższych wartości częstotliwości.

Przyczyn uszkodzeń turbin jest wiele. Analiza przedstawiona w [1] wskazuje, że do głównych procesów wpływających na zużycie elementów turbin, tj. utratę przydatności do dalszej eksploatacji, zalicza się:

- zmęczenie,
- pełzanie,
- zmiany w strukturze materiału,
- pęknięcie kruche,
- erozję i korozję,
- ocieranie.

Procesy te powodują powstawanie w elementach turbin odkształceń, ubytków materiału i różnorodnych pęknięć mikro, makro, korozyjnych i kruchych.

W pierwszym etapie pracy turbiny niektóre jej elementy odkształcają się plastycznie. Występują wtedy zmiany wymiarów i powstawanie pierwszych mikropęknięć w obszarach osłabionych przez ku-

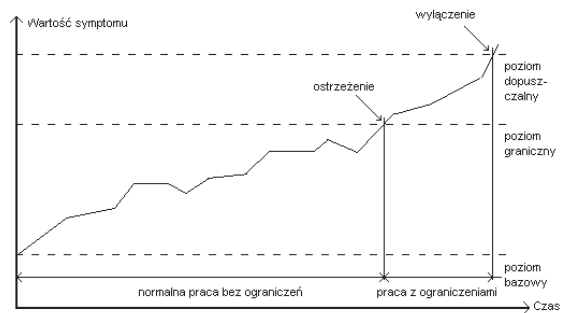
mulację odkształceń plastycznych. W drugim etapie powstają pęknięcia zmęczeniowe, wywołane działaniem cyklicznych naprężeń termicznych. W trzecim i ostatnim etapie eksploatacji turbiny pojawiają się pęknięcia wywołane kruchością materiału. Towarzyszy temu spadek wartości własności doraźnych, jak udarności i wydłużeń, oraz własności czasowych, tj. wytrzymałości na zmęczenie i pełzanie [2, 3].

Procesy zmęczenia i pełzania materiałów konstrukcyjnych turbiny zostaną szerzej przedstawione w drugiej części artykułu przy omawianiu metodyki diagnozowania opartej na modelu procesora energii, opracowanym przez Cz.Cempla [4].

## 2. MODEL PROCESORA ENERGII W DIAGNOSTYCE TURBIN PAROWYCH

Istotnym elementem w diagnozowaniu maszyn są kryterialne – bazowe, graniczne i dopuszczalne – wartości symptomów diagnostycznych. Umożliwiają one ilościową ocenę stanu technicznego obiektu. Wykorzystanie wartości kryterialnych w diagnozowaniu obiektu przedstawiono schematycznie na rys.1.

Podczas eksploatacji obiektu wartość symptomu powinna się zawierać między poziomem bazowym a granicznym. Wartość graniczna to poziom symptomu, po przekroczeniu którego maszyna nie jest już w stanie spełniać wszystkich stawianych przed nią wymagań, choć nie ma jeszcze bezpośredniego zagrożenia awarią. Bardzo ważnym spośród tych



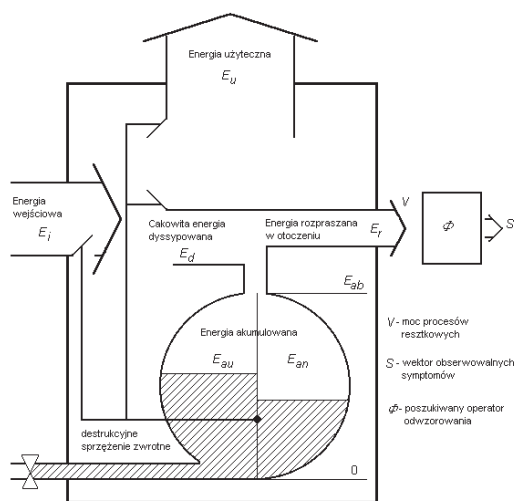
Rys. 1. Ocena stanu obiektu z zastosowaniem wartości kryterialnych

wymagań jest utrzymywanie ryzyka awarii poniżej pewnej granicy, uzależnionej najczęściej od 'polityki' eksploatacji. Przekroczenie wartości granicznej powinno spowodować podjęcie odpowiednich działań, jak czasowe obniżenie parametrów pracy maszyny, zmianę terminu bądź zakresu jej remontu czy też rozszerzenie nadzoru diagnostycznego. Tak sformułowana definicja wartości granicznej oznacza, że powinna być ona określona na podstawie procesu odwzorowania ewolucji stanu technicznego obiektu w wartości symptomu. Opis tego odwzorowania można oprzeć na modelu procesora energii [4]. W wieloletnich pracach, prowadzonych w Instytucie Energetyki [5-7], model ten został rozwinięty do postaci przedstawionej schematycznie na rys. 2.

Dla turbin parowych zależność mocy procesów resztkowych  $V$  od czasu można wyrazić jako [5]:

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

gdzie współczynnik  $f(L^i)$  jest miarą skalarną wektora logistycznego w  $i$ -tym cyklu życia obiektu, zaś współczynnik  $g(P_{ui})$  wprowadzono dla uwzględnienia



Rys.2. Model procesora energii dla obiektu poddawanego remontom (odtworzeniu stanu początkowego)

wplywu mocy czynnej (dokładniejsze omówienie tych czynników można znaleźć odpowiednio w [8] i [9]). Indeks '0' odnosi się tu do początku cyklu życia, a  $\theta_{b0}$  jest czasem do awarii.

Istotnym elementem tego zmodyfikowanego modelu jest uwzględnienie procesów degradacji nieodwracalnej. Ich wpływ opisano tu przy pomocy pewnej monotonicznie rosnącej funkcji czasu, jednak czas ten musi być liczony od początku 'życia' obiektu, czyli od momentu pierwszego uruchomienia. Nie można go zatem utożsamiać z czasem  $\theta$ , będącym argumentem symptomowej krzywej życia, choć fizycznie jest to oczywiście ta sama wielkość. Dla odróżnienia został on tu oznaczony przez  $\Theta$ . Przy przyjęciu takiej konwencji  $i$ -ty remont, stanowiący początek  $i$ -tego cyklu życia, jest wykonywany w chwili czasu  $\Theta_{0i}$ , przy czym

$$\Theta_{0i} = \sum_{j=1}^{i-1} \theta_{0j} \quad (2)$$

$\Theta_0$  oznacza całkowity czas życia obiektu. Przy takich założeniach wpływ degradacji nieodwracalnej na moc procesów resztkowych jest w równaniu (1) uwzględniony przez monotonicznie rosnącą funkcję  $h(\Theta)$  taką, że:

$$\begin{aligned} h(\Theta) &= 1 \text{ dla } \Theta = 0, \\ h(\Theta) &\rightarrow \infty \text{ dla } \Theta \rightarrow \Theta_0. \end{aligned} \quad (3)$$

Dla turbin parowych, przeznaczonych do długoletniej eksploatacji, można przyjąć, że wzrost mocy procesów resztkowych, a zatem i wartości obserwowalnych symptomów, wskutek degradacji nieodwracalnej będzie znacznie powolniejszy w porównaniu z wynikającym ze zjawisk, których skutki są usuwalne. Nie dotyczy to jedynie końcowego okresu eksploatacji (czyli  $\Theta \approx \Theta_0$ ), kiedy należy się spodziewać nasilenia tempa degradacji nieodwracalnej. Można jednak zauważyć, że ten okres eksploatacji jest istotny głównie w procedurach określania sumarycznej żywotności turbiny.

### 3. WPLYW DEGRADACJI NIEODWRACALNEJ NA MOC PROCESÓW RESZTKOWYCH

W przypadku turbin parowych przez nieodwracalną degradację będziemy rozumieć procesy pogarszania się parametrów materiałowych jej podstawowych elementów konstrukcyjnych. Skutki tych procesów są z założenia nieusuwalne (wymagałoby to stworzenia nowego w istocie obiektu) i w efekcie decydują o żywotności maszyny, chyba że jej wycofanie z eksploatacji nastąpi z innych powodów (np. ekonomicznych czy ekologicznych).

Rozważania dotyczące wpływu procesów degradacji nieodwracalnej na moc procesów resztkowych dotyczą czasów  $\Theta$  niezbyt bliskich  $\Theta_0$ , a zatem pominięty jest okres bezpośrednio przed wycofaniem maszyny z eksploatacji wskutek osiągnięcia wysokiego stopnia zaawansowania tych procesów, czyli wyczerpania żywotności. Dla  $\Theta \rightarrow \Theta_0$  mamy do czynienia z bardzo szybkim rozwojem sytuacji awaryjnej, zagrażającej bezpieczeństwu eksploatacji. Ocena żywotności maszyn, czyli w istocie określenie  $\Theta_0$  (w praktyce często jest to określenie zapasu żywotności w danej chwili czasu), jest bardzo ważnym zagadnieniem, bogato udokumentowanym w literaturze. Należy tu podkreślić, że poniższe rozważania nie wiążą się z tym problemem, gdyż końcowy okres eksploatacji jest w nich, jak wspomniano, świadomie pominięty.

#### 3.1. Wpływ zmęczenia materiału

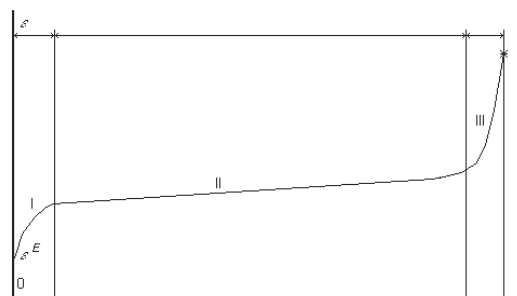
Ilościowa zależność między ubytkiem trwałości, wynikającym ze zmęczenia, a czasem może być określona na podstawie analizy związku między zmęczeniem a amplitudą drgań. Prowadzi ona do wyznaczenia przyrostu szczeliny zmęczeniowej w każdym okresie drgań, a tym samym prędkości narastania tej szczeliny. Obszerny przegląd tego zagadnienia można znaleźć w monografii [10]. Proces rozwoju pęknięć zmęczeniowych podlega wpływowi wielu czynników, stąd też istnieje szereg różnych propozycji jego opisu matematycznego, w zależności od konkretnego przypadku. Do najczęściej stosowanych należy opis wg Parisa:

$$\frac{dl}{dN} = C(\Delta\sigma\sqrt{l})^m, \quad (4)$$

gdzie:  $l$  oznacza długość szczeliny pęknięcia zmęczeniowego,  $N$  – liczbę cykli,  $\Delta\sigma$  – zakres naprężeń, zaś wielkości  $C$  i  $m$  są współczynnikami określanymi doświadczalnie i zależnymi przede wszystkim od materiału; zmieniają się one w szerokich granicach (zwłaszcza stała  $C$ ). Dane eksperymentalne, dotyczące zależności  $l(N)$ , pozwalają na stwierdzenie, że z dobrym przybliżeniem można jej przebieg podzielić na dwa zakresy [1]: zbliżony do liniowego, kiedy długość szczeliny rośnie niemal proporcjonalnie do liczby cykli, oraz znacznie krótszy odcinek końcowy, charakteryzujący się zależnością zbliżoną do wykładniczej, który kończy się przełomem zmęczeniowym.

#### 3.2. Wpływ pełzania

Pełzanie było w przeszłości przyjmowane jako podstawowe zjawisko determinujące żywotność elementów turbin dla potrzeb obliczeń projektowych, choć nowsze badania wskazują, że jego udziału nie można uznać za dominujący. Uważa się, że wpływ pełzania na trwałość powinien być brany pod uwagę dla elementów pracujących w temperaturze powyżej 300°C. W przypadku turbin parowych dotyczy to łopatek wirników i kierownic części wysokoprężnych i średnioprężnych, wałów, kadłubów, zaworów i rurociągów. Obszerne omówienie tej tematyki można znaleźć w pracy [11]. Proces pełzania charakteryzuje krzywa pełzania (zależność odkształcenia od czasu), której typowy przebieg przedstawiono na rys. 3.



Rys. 3. Typowy przebieg krzywej pełzania

Można w niej wyróżnić trzy odcinki: spadku prędkości pełzania (okres I), stałej prędkości pełzania (okres II) oraz wzrostu prędkości pełzania aż do zniszczenia elementu (okres III). Matematyczny opis tego procesu opiera się na zależności [11]:

$$\varepsilon = \varepsilon^E + \varepsilon^c = \varepsilon^E + f_1(\sigma)f_2(\Theta)f_3(T), \quad (5)$$

gdzie  $\varepsilon^E$  jest odkształceniem sprężystym (lub sprężysto-plastycznym) po przyłożeniu obciążenia, zaś  $\varepsilon^c$  określa odkształcenie plastyczne (pełzanie), które w ogólności zależy od naprężenia, czasu i temperatury. Zależność od temperatury objawia się dwójako: przez funkcję  $f_3(T)$  w zależności (5) oraz przez wpływ temperatury na stałe materiałowe we wzorach określających  $f_1(\sigma)$  i  $f_2(\Theta)$ . Co do tych dwu

ostatnich zależności, istnieje szereg opisów o różnych zakresach stosowalności.

Zgodnie z [12], dla elementów, w których na obciążenie robocze  $\sigma_0$  nakładają się drgania, czyli wtedy, gdy  $\sigma = \sigma_0 + \sigma_a \cos \omega t$ , zależność od czasu należy zmodyfikować przez wprowadzenie do iloczynu we wzorze (5) członu określającego wibropelzanie:

$$f_A(\Theta) = f(\omega) \cdot \sigma_a \cdot \Theta, \quad (6)$$

Jego wpływ uważa się za istotny dla częstotliwości rzędu kilkudziesięciu kiloherców. W metalach dominuje drugi okres pelzania, w którym dla celów obliczeń praktycznych przyjmuje się najczęściej zależność liniową [11]

$$\frac{d\varepsilon^c}{d\Theta} = B\sigma^n, \quad (7)$$

gdzie  $B$  i  $n$  są stałymi materiałowymi.

Podsumowując powyższe rozważania możemy stwierdzić, że w zakresie czasów  $\Theta$  niezbyt bliskich  $\Theta_0$ :

- wpływ zmęczenia można z dobrym przybliżeniem opisać liniową zależnością od czasu  $\Theta$ ,
- wpływ pelzania można uznać za liniowo zależny od  $\Theta$  pod warunkiem stałej wartości  $\sigma$ , dla dużych turbin w energetyce zawodowej, które przez większość czasu pracują przy parametrach pary bliskich znamionowym, jest to założenie możliwe do przyjęcia.

Użyte powyżej określenie ‘wpływ’ nie precyzuje, o jaką wielkość chodzi, poza faktem, że jest to wielkość powiązana w sposób ilościowy z ubytkiem żywotności. W istocie w każdym z powyższych zjawisk wielkość ta jest inna (długość szczeliny zmęczeniowej lub odkształcenie). W dalszym rozumowaniu zakładamy, że moc procesów resztkowych jest liniowo zależna od tych wielkości i że są one od siebie niezależne. Możemy wówczas przyjąć, że wprowadzoną wyżej funkcję  $h(\Theta)$ , opisującą wpływ degradacji nieodwracalnej na moc procesów resztkowych, można przedstawić w prosty sposób, mianowicie jako zależność liniową

$$h(\Theta) = 1 + K\Theta, \quad (8)$$

gdzie  $K$  jest dla danego obiektu i symptomu stałą. Wyznaczenie tej stałej na podstawie danych teoretycznych i półempirycznych (np. z wyników badań materiałowych) wydaje się zadaniem bardzo złożonym, a wynik byłby zapewne obarczony znacznym błędem. Bardziej celowa wydaje się próba identyfikacji eksperymentalnej.

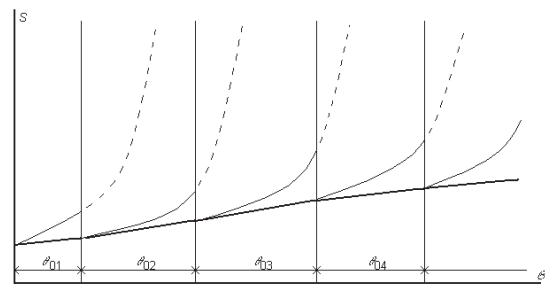
Należy tu raz jeszcze podkreślić, że zależność typu (8) jest wynikiem przyjęcia dość daleko idących założeń upraszczających. Została ona wprowadzona jedynie dla potrzeb stosowanego tu modelu turbiny jako procesora energii, a jej zaletą jest konieczność wyznaczenia tylko jednego współczynnika  $K$ . Nie oznacza to oczywiście, że jest to zadanie proste. Trudności wynikają głównie z bardzo złożonego charakteru zjawisk opisujących wspomniane procesy nieodwracalnej degradacji. Co więcej, należy za-

uważyć, że wielki wysiłek badawczy w tej dziedzinie był ukierunkowany (co zrozumiałe) przede wszystkim na opracowanie praktycznych metod obliczania żywotności najważniejszych elementów o wystarczającej dokładności. Natomiast wpływ na charakterystyki drganiowe czy w ogólności na obserwowalne symptomy diagnostyczne, na podstawie którego można by próbować oszacować wartość  $K$ , skupił na sobie daleko mniejszą uwagę.

#### 4. EKSPERYMENTALNA OCENA WPŁYWU DEGRADACJI NIEODWRACALNEJ

Według dostępnych danych literaturowych znaczący wzrost prawdopodobieństwa awarii, której przyczyny można powiązać z procesami degradacji nieodwracalnej, w turbinach parowych ma miejsce po upływie ponad 100.000 godzin pracy. Wyznacza to skalę czasową zjawiska i okres niezbędny do tego, aby jego skutki dały się zaobserwować.

Znając wartości  $V_{0i}$  w kolejnych cyklach (zależność (1)), możemy określić przebieg funkcji  $h(\Theta)$  – czyli, w ramach wprowadzonego wyżej modelu liniowego, wartość współczynnika  $K$  – przez połączenie kolejnych punktów  $V_{0i}(\Theta)$  prostą i określenie jej współczynnika nachylenia. Jeśli przejdziemy z mocy procesów resztkowych na wartość mierzalnego symptomu  $S$ , to kolejne punkty  $S_{0i}$  musimy aproksymować nie prostą, lecz krzywą wynikającą z konkretnego operatora symptomowego; wartość  $K$  będzie wtedy określana ze współczynnika kształtu tej krzywej. Zostało to schematycznie pokazane na rys. 4 (aproksymacja jest tu dokonana przy pomocy pogrubionej linii łamanej). Analiza danych eksperymentalnych wskazuje, że dla symptomów drganiowych z zakresu częstotliwości harmonicznych dobre wyniki daje stosowanie operatora Weibulla, natomiast dla zakresu częstotliwości łopatkowych – operatora eksponencjalnego [13,14] Oczywiście kolejne krzywe życia powinny zostać znormalizowane w taki sposób, aby wyeliminować wpływ pozostałych czynników uwzględnionych w zależności (1), czyli miary wektora logistycznego i mocy czynnej, na początkową wartość mocy procesów resztkowych w każdym cyklu życia.



Rys. 4. Określenie wartości współczynnika  $K$  przez aproksymację danych eksperymentalnych



Realizacja pomiaru w chwili  $\theta = 0$  w każdym cyklu w znormalizowanych warunkach może być dla rzeczywistych obiektów utrudniona. Można jednak zauważyć, że dla turbin parowych z reguły mamy sytuację taką, że  $\theta_{0i} \ll \theta_{bi}$ , czyli w każdym cyklu obserwujemy jedynie dość krótki początkowy odcinek symptomowej krzywej życia. Możemy wtedy przyjąć, że – o ile czas  $\Theta$  nie jest na tyle duży, że degradacja nieodwracalna determinuje przebieg tej krzywej życia i uproszczona zależność (8) nie może być już stosowana – wartość średnia zmierzonych w każdym  $i$ -tym cyklu wartości symptomu  $S_i^{sr}$  zależy przede wszystkim od  $S_{0i}$ , czyli jest określona bardziej przez przesunięcie symptomowej krzywej życia wzdłuż osi  $S$  niż przez stromość tej krzywej. Analizując zależność  $S_i^{sr}$  od czasu  $\Theta$ , otrzymalibyśmy wtedy oszacowanie wartości współczynnika  $K$  na takiej samej zasadzie, jak z analizy zależności  $S_{0i}$  od  $\Theta$ . Oznacza to, że możemy dokonać próby oszacowania współczynnika  $K$  przez aproksymację eksperymentalnie określonej zależności  $S(\Theta)$ , czyli trendu drgań, krzywą wynikającą z konkretnego operatora symptomowego. Na tej podstawie można dokonać normalizacji zmierzonych wartości symptomu, co umożliwi wykorzystanie zmodyfikowanego modelu procesora energii [13].

Jak wspomniano, funkcja  $h(\Theta)$  jest z założenia monotonicznie rosnąca, a zatem krzywa aproksymująca trend  $S(\Theta)$  również powinna być krzywą rosnącą. Pozwala to na stosunkowo prostą ocenę adekwatności proponowanego modelu poprzez stwierdzenie występowania lub braku systematycznych tendencji wzrostowych w rejestrowanych trendach drgań.

Pod tym kątem oceniono trendy symptomów drganiowych dla trzech jednakowych turbozespołów o mocy 200 MW, obejmujące dość długi okres (około 9 lat). Sumaryczny końcowy czas pracy tych turbozespołów przekraczał nieco 200.000 godzin, był zatem stosunkowo znaczny. Analizowano poziomy prędkości drgań bezwzględnych w pasmach tercjowych, wynikających z modelu wibrodiagnostycznego turbozespołów tego typu (jego omówienie można znaleźć w pracy [1]). Łącznie, przy dziewięciu punktach pomiarowych na turbozespolu (siedem łożysk oraz dwa punkty na kadłubie części niskoprężnej) daje to 405 trendów dla zakresu częstotliwości harmonicznych i 315 trendów dla zakresu częstotliwości łopatkowych.

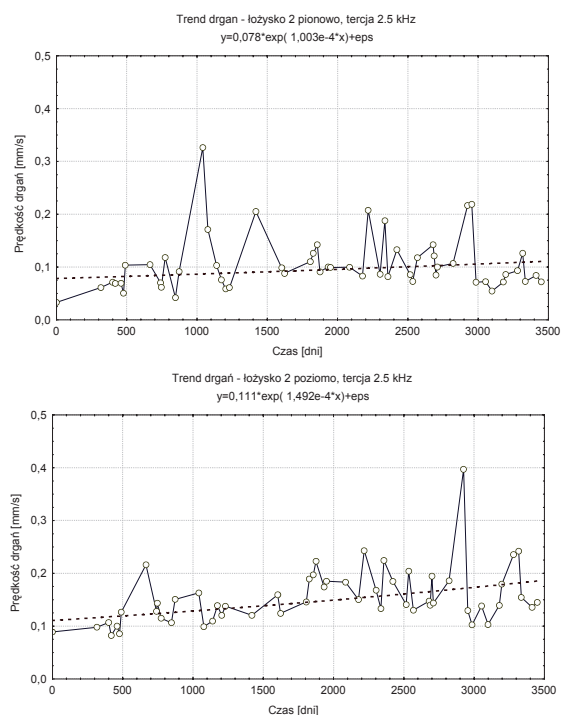
Okazuje się, że przewidywany przez powyższy model trend wzrostowy wystąpił w zakresie harmonicznym jedynie w 35.3% przypadków, zaś w zakresie łopatkowym w 60.6% przypadków.

Model odwzorowania zaawansowania degradacji nieodwracalnej w zmianach sygnału drganiowego jest z pewnością uproszczony, jednak można oczekiwać, że uproszczenia te będą mieć wpływ nie tyle na sam fakt występowania tendencji rosnących, lecz na dokładność opisu ilościowego. Należy zatem wnioskować, że przedstawiona wyżej sytuacja wynika nie tyle z podstawowych wad tego modelu, ile

z wpływu innych zjawisk, dominującego nad wpływem degradacji nieodwracalnej.

Jak widać na rys. 4, dokładność określenia współczynnika  $K$  zależy od czasu, a ściślej mówiąc od liczby cykli objętych aproksymacją. W przypadku turbin parowych cykle te są wyznaczane przez remonty kapitalne. Były one dotychczas wykonywane z reguły co cztery lata, a ostatnio często rzadziej; przykładowo w modernizowanych w latach dziewięćdziesiątych turbozespołach 200 MW wydłuża się je do sześciu lat, a w nowych turbozespołach 13CK230 – nawet do ośmiu. Oznacza to, że w praktyce trend obejmujący około 10 lat zawiera maksymalnie trzy cykle, i to nie w całości. Każdy remont należy traktować jako skokową zmianę, której efekty tylko w pewnym przybliżeniu uwzględnia stosowany tu model. Zmiany te dotyczą przede wszystkim zjawisk i procesów ujawniających się w zakresie częstotliwości harmonicznych (wyważenie, osiowanie, stan łożysk i inne); tłumaczy to znaczny procent trendów malejących w tym zakresie. Natomiast w zakresie częstotliwości łopatkowych zmiany o większych rozmiarach są znacznie rzadsze, choć względne wahania poziomów drgań w tym zakresie częstotliwości są niekiedy wyraźnie większe. Stąd krzywe aproksymujące trendy są w tym zakresie na ogół mniej strome, ale równocześnie niemal dwukrotnie większa jest liczba przypadków, kiedy obserwuje się przewidywany przez model trend rosnący.

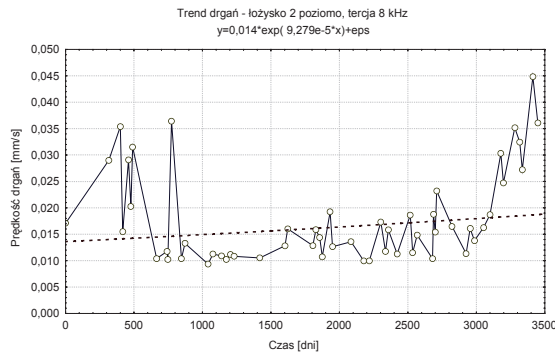
Duży udział trendów malejących sugeruje, że wpływ degradacji nieodwracalnej jest w wielu przypadkach niewielki. Daje się on jednak zaobserwować.



Rys. 5. Przykłady wykładniczej aproksymacji trendów drgań (linia przerywana): turbina 200 MW, łożysko WP-SP, kierunek pionowy (góra) i poziomy (dół), tercja 2.5 kHz

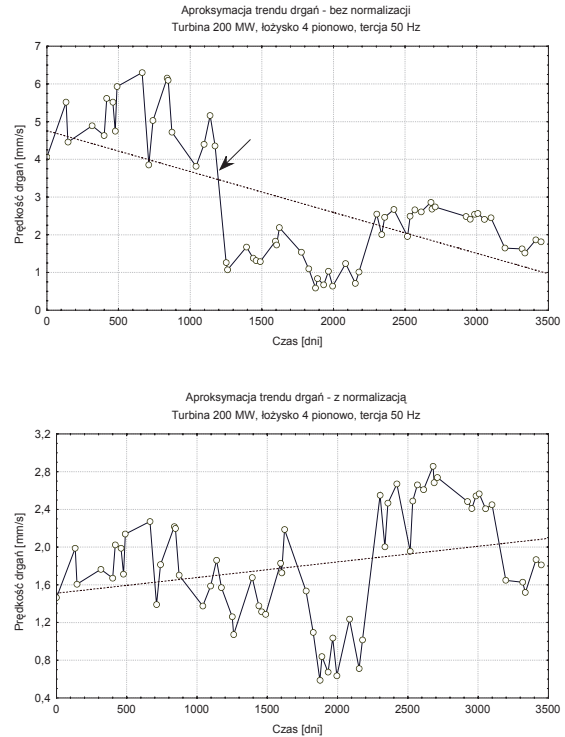
Na rys. 5 przedstawiono przykład aproksymacji trendów z zakresu łopatkowego krzywą wykładniczą, wynikającą z eksponencjalnego operatora symptomo-wego. Jak widać, mimo długiego czasu pracy tych turbin (ponad 200.000 godzin) nadal mamy do czynienia ze stosunkowo powolnym wzrostem, co uzasadnia możliwość stosowania modelu liniowego.

Dla turbin o długim czasie pracy należy jednak liczyć się z możliwością sytuacji, w której  $\Theta \approx \Theta_0$ . Wobec złożoności czynników określających tempo degradacji nieodwracalnej (np. wpływ rozruchów i wyłączeń, a także szoków cieplnych, do których niekiedy dochodzi) sam czas, wyrażony liczbą godzin pracy, nie jest tu całkowicie miarodajny. Następuje wówczas szybki wzrost mocy procesów resztkowych, a więc i wartości symptomu w czasie, i stosowanie modelu liniowego nie jest już uzasadnione. Przykład przedstawiono na rys.6. Jak widać, w okresie ostatnich kilkuset dni tempo wzrostu wartości symptomu wyraźnie się nasiliło; należy przypuszczać, że zależność  $V(\Theta)$  przestała już mieć charakter liniowy. W związku z tym aproksymacja wykładnicza na rys. 6 jest jedynie poglądowa, gdyż ściśle rzecz ujmując powinna być ograniczona do okresu, w którym wzrost był jeszcze powolny. Jest to dobrze widoczne na wykresie.



Rys. 6. Wykładnicza aproksymacja trendu drgań (linia przerywana): turbina 200 MW, łożysko WP-SP, kierunek poziomy, tarcza 8 kHz

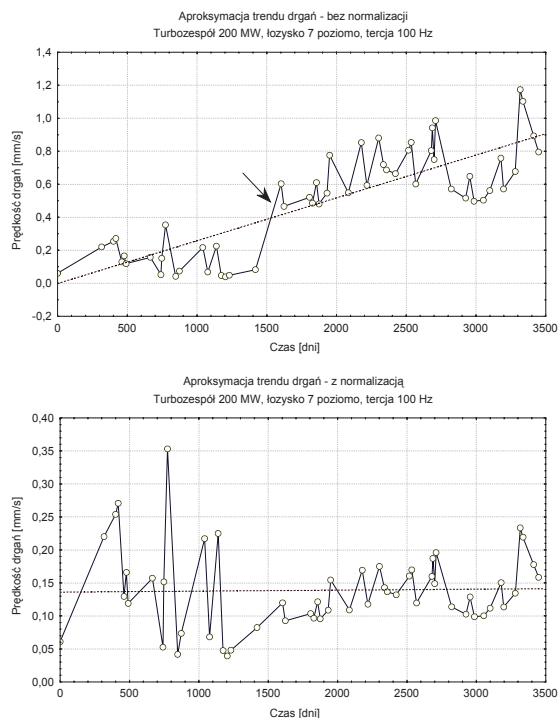
Znaczna liczba obserwowanych przypadków długookresowego trendu malejącego daje się wyjaśnić, jeśli wziąć pod uwagę wpływ wektora logistycznego. Został on bardziej szczegółowo przeanalizowany w innych opracowaniach [13, 15]. Tu, w charakterze przykładu, zamieszczono wykres jednego z zarejestrowanych trendów drgań z zakresu harmonicznego (rys. 7). Jak widać, po remoncie (czas jego wykonania oznaczono strzałką na wykresie) wystąpił skokowy spadek wartości symptomu, związany z poprawą wyważenia. Wskutek tego sumaryczny trend jest malejący. Stan wyważenia jest związany z jakością wykonanego remontu, a zatem jego ilościowa charakterystyka jest uwzględniona w wektorze logistycznym jako jedna ze składowych. Zastosowanie procedury normalizacyjnej [13] sprawia, że otrzymujemy trend rosnący, zgodnie z przewidywaniami modelu.



Rys. 7. Porównanie trendów drgań bez normalizacji względem miary skalarnej wektora logistycznego (górze) i z normalizacją (dół); turbina 200 MW, przednie łożysko NP pionowo, tarcza 50 Hz

W wyniku remontu najczęściej uzyskuje się poprawę stanu dynamicznego i spadek wartości składowych harmonicznych, których wpływ na całkowite poziome drgań jest przeważnie największy. Odpowiada temu przykład z rys. 7. Niekiedy jednak mamy do czynienia ze wzrostem niektórych składowych, na przykład w wyniku celowo wprowadzonego rozosowania czy zaakceptowania innego rozkładu resztkowego niewyważenia [1]. Bardziej szczegółowa analiza tego problemu wykracza poza ramy niniejszego artykułu; istotne jest jednak to, że możemy wówczas otrzymać w efekcie znaczne zawyżenie trendu rosnącego. Przykład przedstawiono na rys. 8. Jak widać, skokowy wzrost II harmonicznej po remoncie sprawił, że sumaryczny trend drgań jest dość silnie rosnący. Zastosowanie normalizacji sprawia, że otrzymujemy trend bardzo słabo rosnący (zwróćmy uwagę na znaczną różnicę skali pionowej na dwóch wykresach z rys.8; mimo to trend rosnący na dolnym wykresie jest niemal niezauważalny).

Przykłady z rys. 7 i 8, w których uwzględniono normalizację jedynie względem oszacowanej miary skalarnej wektora logistycznego (a właściwie stosunku wartości tej miary w kolejnych realizacjach) wskazują na problemy związane z oceną wpływu degradacji nieodwracalnej na podstawie trendów drgań. Niewątpliwie ma z tym związek wspomniany już fakt objęcia analizą maksymalnie trzech cykli życia, mimo długiego czasu obserwacji (w powyższych przykładach niemal 10 lat).



Rys. 8. Porównanie trendów drgań bez normalizacji względem miary skalarnej wektora logistycznego (góra) i z normalizacją (dół); turbosespół 200 MW, tylne łożysko generatora poziomo, tercja 100 Hz

Wpływ uwzględnienia degradacji nieodwracalnej na oszacowane metodą niezawodności symptomowej graniczne poziomy prędkości drgań ilustruje przykład przedstawiony w tabeli 1 [13]. Dotyczy on dwu identycznych turbin 200 MW o czasie pracy sięgającym 200.000 godzin. Jak widać, uwzględnienie wpływu degradacji nieodwracalnej dla turbin o tak długim czasie pracy daje różnice na ogół rzędu kilkunastu procent. Podobne wyniki uzyskano dla innych symptomów drganiowych z zakresu częstotliwości łopatkowych, dla których możliwe było dokonanie tego rodzaju porównania.

Tabela 1. Graniczne poziomy prędkości drgań turbiny 200 MW z uwzględnieniem degradacji nieodwracalnej (2) i bez (1)

Turbina	Punkt pomiaru	Tercja [Hz]	Graniczna prędkość drgań [mm/s]	
			1.	2
A	Ł2V	5000	0.284	0.251
		8000	0.081	0.073
	Ł2H	5000	0.564	0.516
		8000	0.102	0.088
B	Ł2V	5000	0.704	0.656
		8000	0.125	0.111
	Ł2H	5000	0.919	0.863
		8000	0.082	0.065

## 5. PODSUMOWANIE I WNIOSKI

Procedura diagnostyczna powinna umożliwić wykrycie uszkodzenia i ocenę stopnia jego zaawansowania. Aby cel ten mógł zostać osiągnięty, konieczne jest stosowanie miarodajnych wartości kryterialnych, spośród których szczególną rolę odgrywają wartości graniczne. Wartości te mogą zostać oszacowane na podstawie danych eksperymentalnych, w oparciu o model procesora energii. Należy jednak wówczas uwzględnić wpływ innych czynników, od których zależy moc procesów resztkowych. Można to uczynić przez zastosowanie odpowiednich procedur normalizacyjnych [13].

Uwzględnienie wpływu degradacji nieodwracalnej może być oparte na modelu liniowym, pod warunkiem, że zaawansowanie procesów degradacyjnych nie jest jeszcze zbyt duże. Konieczne jest wtedy eksperymentalne oszacowanie tylko jednego parametru. Analiza danych z badań kilku turbos zespołów pozwala na sformułowanie następujących wniosków:

1. Wpływ degradacji nieodwracalnej jest łatwiejszy do zaobserwowania dla zakresu częstotliwości łopatkowych.
2. Dla turbin o czasie pracy rzędu 200.000 godzin wpływ degradacji nieodwracalnej na wartość symptomu, a zatem również mocy procesów resztkowych, jest na ogół stosunkowo niewielki i często, zwłaszcza dla składowych harmonicznych, dominuje wpływ innych zjawisk. Założenia określające stosowalność modelu liniowego są wówczas spełnione.
3. W niektórych przypadkach powyżej 200.000 godzin można zaobserwować szybki wzrost wartości symptomu, co oznacza, że model liniowy nie jest już poprawny.

Badania, których wyniki wykorzystano w tej pracy, zostały częściowo wykonane w ramach realizacji projektu badawczego nr 7 T07B 041 16, finansowanego przez Komitet Badań Naukowych.

## LITERATURA

- [1] Z. Orłowski: *Wibrodiagnostyka w życiu turbin parowych*. WNT, Warszawa, 2001
- [2] D. Kwapisz: *Ocena trwałości materiałów kadłubów pracujących turbin parowych na podstawie metaloznawczych badań niszczących*. Energetyka, 1983, Nr 11
- [3] T. Chmielniak, G. Kosman: *Obciążenia cieplne turbin parowych*. WNT, Warszawa, 1990
- [4] Cz. 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
- [5] T. Gałka: *Określanie granicznych poziomów drgań w turbinach parowych*. Rozprawa doktorska. Politechnika Poznańska, 1997
- [6] Z. Orłowski, T. Gałka: *Symptom reliability – a new tool for quantitative assessment of turbine*



- technical condition*. Proceedings of the IASTED Conference "High Technology in the Power Industry". Acta Press, Anaheim, 1997, pp.65-70
- [7] T. Gałka: *Zastosowanie modelu procesora energii do określania granicznych poziomów drgań turbozespołów parowych*. Energetyka, Nr 1/ 2000 (547), str. 21-29
- [8] T. Gałka, Z. Orłowski: *Uwzględnienie wpływu wektora logistycznego w procedurach diagnozowania turbin parowych*. Materiały XXVIII Ogólnopolskiego Sympozjum 'Diagnostyka Maszyn', Węgierska Górka, 2001, str. 181-190
- [9] T. Gałka: *Uwzględnienie mocy czynnej turbozespołu w procedurach diagnozowania*. Problemy Eksploatacji, nr 3/2001 (42), str. 49-56
- [10] S. Kocańda: *Zmęczeniowe pękanie metali*. Wyd.3. WNT, Warszawa, 1985
- [11] T. Chmielniak, G. Kosman, A. Rusin: *Pełzanie elementów turbin ciepłych*. WNT, Warszawa, 1990
- [12] Cz. Cempel: *Diagnostyka wibroakustyczna maszyn*. Wyd. Politechniki Poznańskiej, 1985
- [13] *Metodyka określania granicznych wartości cech sygnału dużych maszyn wirnikowych z uwzględnieniem wpływu warunków zewnętrznych, parametrów procesowych i degradacji materiałowej*. Raport merytoryczny z realizacji projektu badawczego. Warszawa, 2001 (opracowanie niepublikowane)
- [14] Z. Orłowski, T. Gałka: *Procesor energii w energetyce*. Diagnostyka, vol.23/2000, str. 61-64
- [15] T. Gałka, Z. Orłowski: *Wektor logistyczny w diagnozowaniu turbin parowych*. Diagnostyka, vol. 25/2001, str. 49-56



Prof. dr hab. inż. **Zenon Orłowski**, absolwent Wydziału Mechanicznego Energetyki i Lotnictwa Politechniki Warszawskiej. Od 1972 r. był pracownikiem naukowym Instytutu Energetyki – ostatnio kierownikiem Pracowni Diagnostyki

Urządzeń Ciepłych Elektrowni. Zajmował się diagnostyką maszyn wirnikowych, przede wszystkim turbin parowych. Autor kilkudziesięciu prac naukowych z tej dziedziny, publikowanych w kraju i za granicą. Był Członkiem Sekcji Podstaw Eksploatacji Komitetu Budowy Maszyn PAN, współzałożycielem Polskiego Towarzystwa Diagnostyki Technicznej oraz Prezesem Zarządu Głównego.



Dr inż. **Tomasz Gałka** jest absolwentem Wydziału Elektroniki Politechniki Warszawskiej. Od 1982 r. jest pracownikiem naukowym Instytutu Energetyki. Zajmuje się głównie wibrodiagnostyką turbozespołów energetycznych. W 1998 r.

obronił pracę doktorską z tej dziedziny na Wydziale Budowy Maszyn i Zarządzania Politechniki Poznańskiej. Jest autorem lub współautorem ponad 35 publikacji krajowych i zagranicznych. Współzałożyciel Polskiego Towarzystwa Diagnostyki Technicznej, w obecnej kadencji sekretarz Zarządu Głównego.