

diagnostyka, turbogeneratory, czas życia maszyny

Sławomir WRÓBLEWSKI*, Andrzej BYTNAR**,
Przemysław JUSZKIEWICZ*

PREDYKCJA CZASU ŻYCIA TURBOGENERATORA NA PODSTAWIE OBSERWACJI TRENDU ZMIAN POZIOMU WIBRACJI

Turbogenerator jak każda maszyna, ulega w czasie użytkowania powolnemu zużyciu. Niezależnie od siebie starzeją się wszystkie jego podzespoły pod wpływem różnych czynników. Obserwacje rozwoju poziomu wibracji podzespołów (trendy zmian) pozwalają teoretycznie przewidzieć czas eksploatacji maszyny. W praktyce nie jest to jednak zagadnienie proste ze względu na występowanie oddziaływania na badany symptom wielu (często nieznanego pochodzenia) czynników. W artykule dokonano estymacji krzywej życia wybranych podzespołów maszyny z wykorzystaniem symptomów wibracyjnych. Na podstawie krzywej życia możliwe jest oszacowanie czasu pracy podzespołów turbogenerators. W przypadku wolno rozwijających się symptomów oszacowanie to nie jest możliwe.

1. WSTĘP

W przemyśle energetycznym wykorzystywane są w większości turbogeneratory (maszyny synchroniczne 2-biegunowe) o mocach 100÷1000 MW. Walcowa bryła turbogenerators o mocy, np. 560 MW ma średnicę ok. 4 m i długość ok. 11 m [1]. Są to wielkie wirujące maszyny o skomplikowanej budowie.

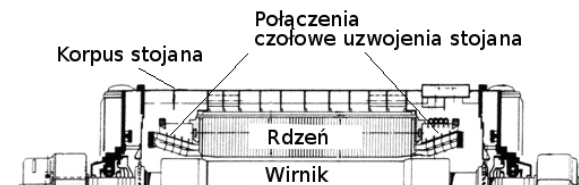
Stojan turbogenerators składa się z wielu podzespołów (rys. 1), które narażone są na uszkodzenia powodowane nadmiernymi wibracjami na skutek działania szeregu czynników (głównie wewnętrznych), takich jak: duże gradienty temperatury pomiędzy czynnymi elementami, nadmierne luzy w węzłach konstrukcyjnych, błędy technologiczne (zbyt niskie ciśnienie prasowania blach rdzenia).

Wibracje wywoływane są przez siły pochodzące od zjawisk magnetycznych, elektromagnetycznych i termicznych zachodzących we wnętrzu generatora [2].

* Katedra Mikroelektroniki i Technik Informatycznych Politechniki Łódzkiej.

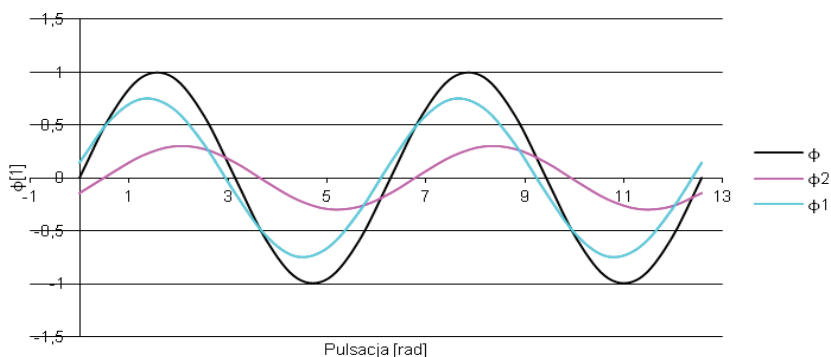
** Instytut Energetyki, Warszawa.

Na największe wibracje narażone są skrajne pakiety rdzenia oraz połączenia czołowe uzwojenia stojana. W obszarach tych wibracje generują głównie skojarzone strumienie rozproszenia połączeń czołowych uzwojeń stojana i wirnika.



Rys. 1. Część przekroju podłużnego turbogeneratora
Fig. 1. A part of longitudinal section of a turbogenerator

Strumienie te są (praktycznie) w fazie (rys. 2), gdy turbogenerator pracuje w obszarze niedowzbudzenia – wówczas ich działanie destrukcyjne jest największe.



Rys. 2. Skojarzone strumienie rozproszenia połączeń czołowych uzwojeń stojana i wirnika;
 ϕ_1 – składowa strumienia od prądu uzwojenia stojana; ϕ_2 – składowa strumienia
od prądu uzwojenia wirnika; ϕ – suma strumieni ϕ_1 i ϕ_2
Fig. 2. Associated dissipation streams of stator and rotor windings

W badaniach skupiono się na analizie prędkości wibracji połączeń czołowych turbogenerators, ze względu na ich częste uszkodzenia. Z przeprowadzonych pomiarów wynika, że wibracje połączeń czołowych mogą być nawet ok. 3-krotnie większe niż wibracje rdzenia turbogenerators.

2. TREND ZMIAN SYMPTOMU STANU TECHNICZNEGO MASZYNY

Diagnostyka wibracyjna pozwala obserwować symptomy zużycia poszczególnych elementów turbogenerators (narastający poziom prędkości wibracji mierzony na róż-

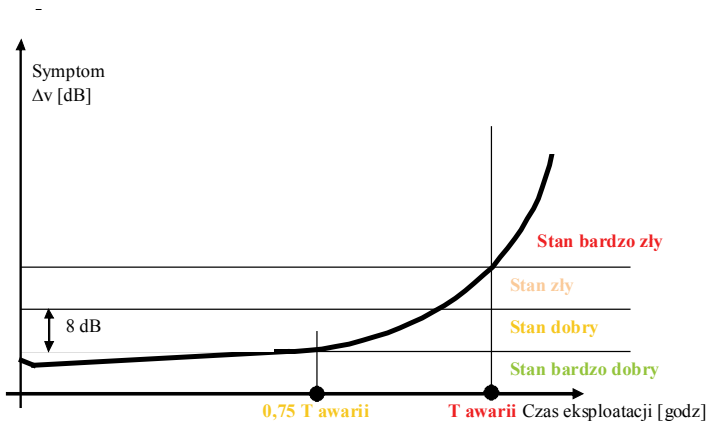
nych elementach stojana) [3]. W czasie wieloletnich obserwacji zauważono, że wartości parametrów wibracji dobrze odwzorowują stan techniczny maszyny. Zmieniają się one zgodnie z zależnością opisaną wzorem (1).

$$S(\Theta) = \begin{cases} f_1(\Theta) = S_0 + \frac{8.0\Theta}{0,75} \text{ [dB]} & \text{dla } \Theta \in [0; 0,75), S_0 \in R^+ \\ f_2(\Theta) = Ae^{k(\Theta-0,75)} + B \text{ [dB]} & \text{dla } \Theta \in [0,75; 1], A \in R^+, k \in R^+ \end{cases} \quad (1)$$

gdzie:

- Θ – względny czas życia ($\Theta = \Theta_{\text{bezwzględny}}/\Theta_{\text{awarii}}$),
- S_0 – amplituda wibracji dla $\Theta = 0$,
- K – współczynnik szybkości narastania amplitudy,
- B – stała (określająca przesunięcie funkcji $f_2()$ wzdłuż osi rzędnych względem początku układu współrzędnych)

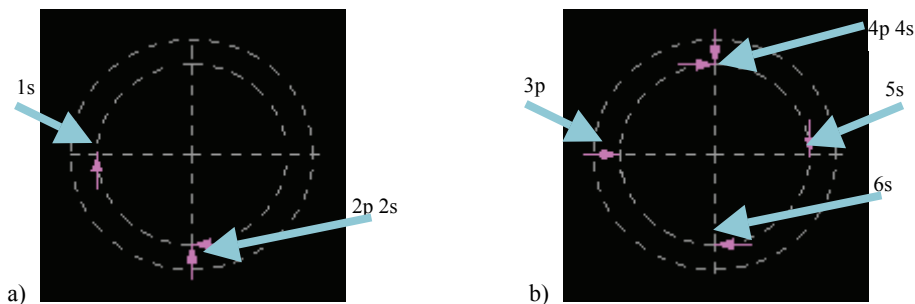
Krzywa (rys. 3) opisana równaniem (1) nosi nazwę krzywej życia obiektu i jest określona przez intensywność symptomu wibracyjnego w funkcji czasu eksploatacji obiektu.



Rys. 3. Krzywa życia maszyny wyznaczana z pomiarów wibracyjnych
Fig. 3. Lifetime curve determined from measurements of machine vibration

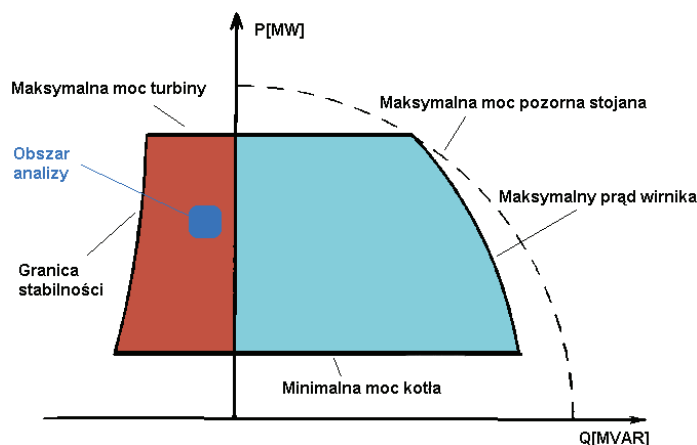
3. METODOLOGIA BADAŃ

Badania przeprowadzono na turbogeneratorze o mocy 560 MW. Czujniki wibracji umieszczono na wspornikach koszy połączeń czołowych w kierunku promieniowym lub stycznym (rys. 4).



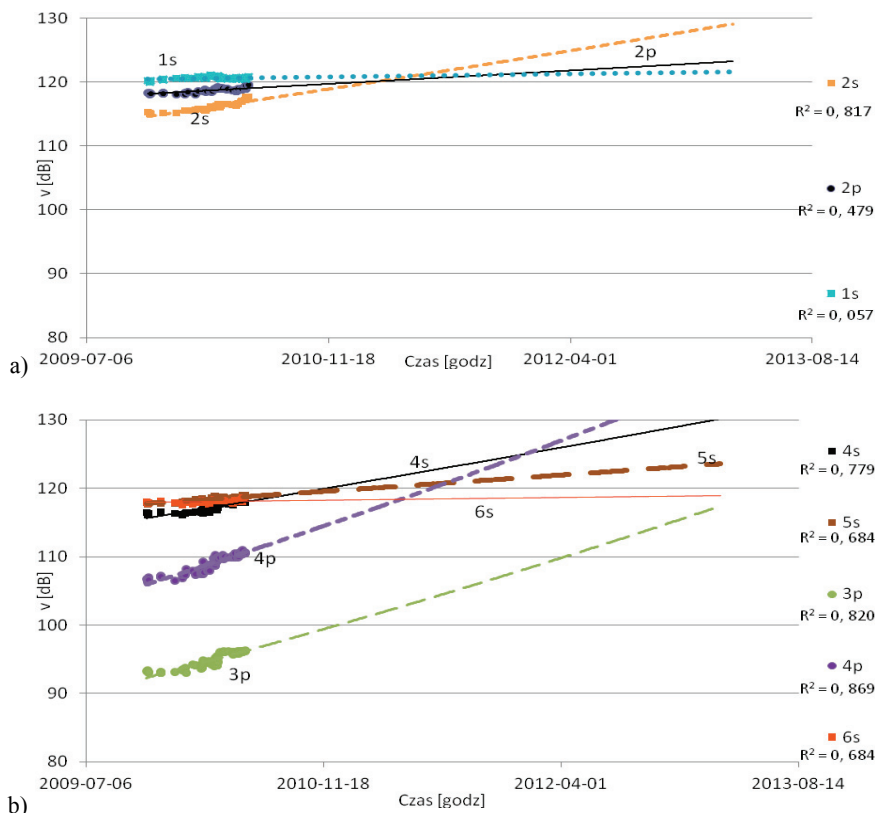
Rys. 4. Położenie czujników pomiarowych w koszach połączeń czołowych uzwojenia stojana.
 a) strona turbiny, widok od strony turbiny, b) strona wzbudzenia, widok od strony turbiny.
 Przyrostek „s” – w oznaczeniu czujnika oznacza kierunek styczny mocowania, przyrostek „p” – promieniowy
 Fig. 4. Location of sensors in the bar ends of the stator winding

Do analiz wybrano obszar z wykresu obciążeń granicznych turbogenerators tj. 360 MW \pm 10 MW, -60 MVAR \pm 5MVAR (rys. 5). Analizie poddano wibracje o częstotliwości 100 Hz.



Rys. 5. Obszar analizy na wykresie obciążeń granicznych turbogenerators
 Fig. 5. Area of analysis in the turbogenerator's load chart

Dane zostały wybrane ze zbioru wyników pomiarów wibracyjnych z 8-miesięcznej pracy maszyny (2009÷2010 r.). Na rysunku 6 przedstawiono przebiegi poziomów wibracji elementów połączeń czołowych uzwojenia stojana turbogenerators w funkcji czasu jego eksploatacji oraz liniowe funkcje trendu wartości tego parametru w dalszych latach od ostatnich pomiarów.



Rys. 6. Poziomy wibracji (RMS dla 100 Hz) oraz linie ich trendów i współczynniki dopasowania R^2 dla elementów połączeń czołowych uzwojenia stojana badanego turbogeneratora; a) od strony turbiny, b) od strony pierścieni ślizgowych; (Poziom odniesienia prędkości wibracji $v_0 = 1,6 \cdot 10^{-8} \text{ ms}^{-1}$; (0 dB))

Fig. 6. Vibration levels and trend lines of the end bars of turbogenerator stator's winding

Dla linii trendów wyznaczono współczynniki dopasowania R^2 i na ich podstawie wybrano ich typ – liniowy lub wykładniczy w zależności od lepszego dopasowania tego współczynnika. Współczynniki dla trendu liniowego i wykładniczego różniły się na nieznacznie (na pozycji setnej części ułamkowej), wobec czego nie należy pochopnie wnioskować, że maszyna pracuje już w części wykładniczej krzywej życia ($t > 0,75$ czasu życia).

Współczynniki R^2 poziomów wibracji zmieniających się w granicach 3÷5 dB wykazują wartości na poziomie 0,8 co świadczy o dobrym dopasowaniu równania linii trendu. Dla poziomu zmian wibracji mniejszych niż 3 dB współczynniki R^2 są bardzo niskie – poniżej 0,5 co oznacza brak możliwości dopasowania równania.

Zaobserwowane wibracje na wspornikach połączeń czołowych w kierunkach stycznych są stosunkowo wysokie na poziomie 115÷120 dB i wykazują tendencje wzrostowe

co świadczy o złym ich mocowaniu w tym kierunku. Przekroczenie 130 dB prędkości wibracji w tym obszarze (narastające luzy w węzłach mocowania) zwykle doprowadza do poważnych uszkodzeń izolacji prętów uzwojenia.

6. WNIOSKI

1. Dla oszacowania trendów niebezpiecznych wibracji skrajnych elementów stojana należy wybierać ich poziomy z niewielkiego obszaru dużego obciążenia turbogeneratora w zakresie niedowzbudzenia.
2. Dobrze dopasowanie równania krzywej życia, określone za pomocą wartości współczynnika R^2 , na poziomie 0,8 jest możliwe dla przyrostu poziomu wibracji o co najmniej 3 dB.

LITERATURA

- [1] LATEK W., *Turbogeneratory*, WNT, Warszawa 1973.
- [2] BYTNAR A., *Analiza zjawisk cieplnych i magnetycznych w częściach skrajnych stojana dużego turbogeneratora*, Zeszyty Problemowe Maszyny Elektryczne, Nr 92, 2011, Wyd. BOBRME KOMEL, s. 45.
- [3] CEMPEL C., *Drgania mechaniczne wprowadzenie*, wydanie internetowe na podstawie Wydania drugiego poprawionego, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Wrocław 1984, s. 15.

PREDICTING THE LIFETIME OF THE TURBOGENERATOR BASED ON OBSERVATION OF THE TREND LEVEL OF VIBRATION

A turbogenerator like every machine shows damage through use. All its components are under the influence of different factors. Observations of development of components vibration (trends) can theoretically predict the operation time of the machine. In practice this is not a simple matter due to the presence of interaction in the studied symptom of many (often of unknown origin) factors. The article estimates the lifetime curve of selected parts of the machine using vibration symptoms. On the basis of the curve it is possible to estimate the lifetime of turbogenerator's components. In the case of slowly developing symptoms, this estimate is not possible.