

Andrzej Bytnar, Instytut Energetyki, Warszawa
Sławomir Wróblewski, Ericpol Sp. z o.o., Łódź

OCENA STANU TECHNICZNEGO ZĘBÓW RDZENIA STOJANA TURBOGENERATORA

EVALUATION OF TECHNICAL CONDITION OF TURBOGENERATOR STATOR CORE TEETH

Streszczenie: Przedstawiono wibracyjną metodę ciągłej oceny stanu technicznego zębów rdzenia stojana turbogeneratora, które to najczęściej ulegają uszkodzeniu podczas jego pracy ze zmiennym obciążeniem elektrycznym. Wykorzystano wyniki pomiarów przyspieszenia wibracji elementów korpusu, w paśmie częstotliwości $1\text{ kHz} \leq 10\text{ kHz}$, odpowiednio położonych do elementów zębów, ponieważ w większości przypadków nie można w tym obszarze instalować odpowiednich czujników (problemy konstrukcyjno-technologiczne i bezpieczeństwa). W metodzie wykorzystano dwa wskaźniki oceny, których wartości są wyznaczane przy każdym obciążeniu P; Q oraz w zadanym przedziale czasu pracy turbogeneratora. Wyniki oceny stanu technicznego zębów są przedstawiane na wykresie dopuszczalnych obciążeń turbogeneratora (dla bieżącego nadzoru) oraz w zestawieniu tabelarycznym (dla planowania remontów).

Abstract: The paper presents a vibration method of continuous evaluation of technical condition of the turbogenerator stator core's teeth, those are most often damaged during operation with variable electrical load. Measurement results of the body elements vibrations in $1\text{ kHz} \leq 10\text{ kHz}$ band have been used. Proper body elements seated relatively to the tooth components have been chosen, as no sensors are allowed to be mounted in the tooth region in most cases (due to design, safety and technological problems). The method uses two indicators in evaluation, whose values are calculated at each P; Q load and in a given time interval. Results of the evaluation of the teeth technical condition are plotted in a permissible load plot (for ongoing supervision) and in a tabular form (for planning of renovations).

Słowa kluczowe: turbogenerator, zęby rdzenia stojana, diagnostyka

Keywords: turbogenerator, stator core teeth, diagnostics

1. Wprowadzenie

Większość turbogeneratorów (TG) pracuje w dobowym cyklu zmiennych obciążeń elektrycznych P; Q (moc czynna i bierna). Wpływa to niekorzystnie na stan techniczny elementów ich stojanów. Najbardziej narażone na uszkodzenia są skrajne zęby rdzenia. Obserwuje się liczne uszkodzenia zębów tak w maszynach starej konstrukcji, jak i w zmodernizowanych.

I tak, np. poważne uszkodzenia zębów skrajnych pakietów rdzenia stojana stwierdzano już nawet po ok. 3 latach eksploatacji, pomimo spełniania wszystkich wymagań technicznych – stawianych przez wytwórcę – dotyczących właściwej eksploatacji TG. Większość uszkodzeń zębów jest spowodowana nadmiernymi ich wibracjami (współdziałanie sił wymuszających wibracje z siłami reakcji układu wibrującego). Siły wymuszające pochodzą od zjawisk magnetycznych, elektromagnetycznych oraz termomechanicznych w TG.



Ciśnienie prasowania
w centralnej części $p = 0.6 \div 1\text{ MPa}$. Wartość skuteczna prędkość wibracji, w paśmie $(0.01 \div 1)\text{ kHz}$ skrajnych zębów
 $v_{r.m.s.} \sim 7\text{ mms}^{-1}$

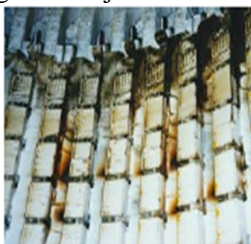
Rys 1. Rozwarstwienie blach w części zębowej skrajnych pakietów rdzenia stojana TG – faza I uszkodzeń

Siły reakcji związane są z parametrami mechanicznymi układu wibrującego: masą, sprężystością, tłumieniem, częstotliwością wibracji własnych oraz formą geometryczną.

W procesie uszkodzania się zębów można wyodrębnić kilka faz [2]. W fazie 1 następuje oddzielanie się zewnętrznych blach (przy promieniowych kanałach wentylacyjnych) i dalsze ich rozwarstwianie w obszarze zębów (rys. 1). Rozwarstwianie zębów skrajnych pakietów rdzenia jest spowodowane głównie wibracjami pochodzącymi od naciągu magnetycznego (zmiana przekroju kołowego na eliptyczny pa-

kietu powoduje „wybrzuszanie się” poszczególnych blach w kierunku osiowym) oraz indukcyjami od strumienia rozproszenia połączeń uzwojeń stojana wirnika. Oddzielające się zewnętrzne blachy mają często uszkodzenia powstające na skutek ich uderzeń o rozpórki kanałów wentylacyjnych.

Podczas pracy maszyny ulegają często powiększeniu nadmierne luzy, w skrajnych częściach rdzenia, na skutek odkształceń niesprężystych rozpórek w kanałach wentylacyjnych (deformacja) i palców dociskowych (trwałe odchylenie) przy zbyt silnym mocowaniu prętów uzwojenia stojana. Zmiana monolitu zębów może również być spowodowana niewłaściwym przeklinowaniem żłobków stojana (znaczne siły rozrywają-ce koronkę zębów pakietu). Ostatecznie więc dochodzi do obniżenia ciśnienia prasowania rdzenia i wzrostu jego wibracji.



Ciśnienie prasowania w centralnej części rdzenia $p = 0.3 \div 0.5$ MPa. Wartość skuteczna prędkości wibracji, w paśmie $(0.01 \div 1)$ kHz skrajnych zębów $v_{r.m.s} > 7$ mm s^{-1}

Rys. 2 Zabarwienia rudo-czarne na powierzchni wewnętrznej pakietów rdzenia (zębów) stojana TG – faza 2 uszkodzeń.

W fazie 2 na powierzchni wewnętrznej i bocznej (w promieniowych kanałach wentylacyjnych) skrajnych pakietów rdzenia pojawia się rudy lub rudo-czarny pył, który pochodzi głównie od korozji ciernej (fretting'u) wibrujących blach w wyniku dalszego szybkiego rozszerzania się uszkodzeń postępujących w głąb zębów rdzenia (rys. 2).

Na początku jest to „wycieranie się” blach przy ich uderzeniach o rozpórki kanałów wentylacyjnych, a następnie ich obrywanie się w coraz dalszych częściach tych kanałów (wzdłuż długości rozpórek) oraz łamanie się blach w głębszych częściach zębów. Swobodne części uszkodzonych blach zwykle pozostają w zębach (przyciąganie magnetyczne) i mogą uszkadzać izolację prętów uzwojenia w najbliższej położonych żłobkach.



Ciśnienie prasowania w centralnej części rdzenia $p < 0.4$ MPa. Wartość skuteczna prędkości wibracji, w paśmie $(0.01 \div 1)$ kHz skrajnych zębów $v_{r.m.s} < 7$ mm s^{-1}

Rys. 3 Uszkodzenia (ubytki blach) skrajnych zębów rdzenia stojana TG – faza 3

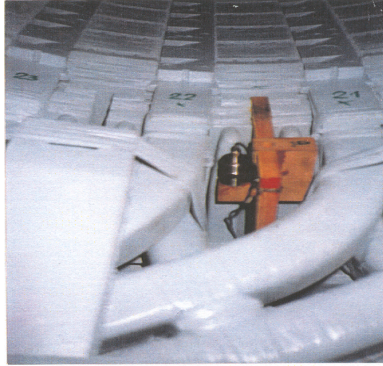
Faza 3 uszkodzeń charakteryzuje się znacznym rozprzestrzenianiem się rozwarstwienia w głąb zębów, a także wzrostem tempa rozwoju uszkodzenia aktywnej stali. Charakterystycznym objawem tej fazy są liczne uszkodzenia (ubytki materiału) rozpórek wentylacyjnych, blach zębów rdzenia i palców dociskowych (rys. 3). Ubytki materiału palców dociskowych są różne (wzdłuż osi promieniowej i stycznej) i dochodzą do ok. 3 mm. W niektórych przypadkach rozpórki w pełni uszkadzają się do głębokości ok. 40 mm (w kierunku promieniowym pakietu) i mają częściowe ubytki materiału (na szerokości w granicach $1 \div 3$ mm) do głębokości ok. 80 mm lub większej od powierzchni głów zębów rdzenia. Przy tym pozostałe części rozpórek przeważnie przebijają blachy aktywnej stali i wgłębiają się w objętość zęba. Przebite blachy obłamują się na różnej głębokości, a w kanałach wentylacyjnych pokazują się znaczne ilości metalowych opiłków i startych powłok izolacyjnych blach.

Rozerwania blach zębów rdzenia mogą występować na całej ich wysokości, a czasem nawet poniżej dna żłobków.

Z reguły występują tu zwarcia blach zębów, które doprowadzają do „pożaru żelaza czynnego” oraz poważnego uszkodzenia izolacji prętów i zwarć doziemnych.

2. Metoda oceny stanu wibracyjnego zębów rdzenia stojana

Najdokładniej można ocenić stan techniczny zębów poprzez analizę wartości parametrów prędkości wibracji w paśmie częstotliwości $(0.01 \div 1)$ kHz mierzonych bezpośrednio na tych elementach (rys. 4).



Rys. 4 Czujnik do pomiaru wibracji zainstalowany na skrajnym zębie rdzenia stojana TG.

Wynika to z przyjętego założenia, że są one naj-bardziej adekwatne w tej ocenie, bowiem odzwierciedlają zmiany wartości parametrów mechanicznych stojana związanych z ich degradacją.

Dokładna diagnostyka wibracyjna stanu technicznego skrajnych zębów rdzenia stojana jest niezmiernie trudna, ponieważ w większości dużych turbogeneratorów nie można instalować w tym obszarze odpowiednich czujników pomiarowych (problemy konstrukcyjno-technologiczne oraz bezpieczeństwa).

Z publikacji [1; 4÷6] wynika, że można wykorzystać do tego celu wyniki pomiarów wibracji, w paśmie wysokich częstotliwości ($1 \text{ kHz} \leq f \leq 10 \text{ kHz}$), na powierzchni korpusu stojana. W niektórych widmach przyspieszeń wibracji skrajnych części korpusu wykryto bowiem znaczące wartości wysokich harmonicznych o częstotliwości $f > 1 \text{ kHz}$, które nie występują przy uszkodzeniach w węźle zawieszenia rdzenia w korpusie. Stwierdzono, że są one generowane przez wibrujące blachy zębów pakietów skrajnych stojana.

Wibracje blach wywoływane udarami mechanicznymi doprowadzają do miejscowych deformacji materiałów konstrukcyjnych i rozprzestrzenianiu się fali wibracyjno-akustycznej wzdłuż stalowych konstrukcjach turbogeneratora. Spektrum takiej fali jest liniowe i przedstawia sobą zbiór narastających harmonicznych z częstotliwościami, które są całkowitymi krotnościami częstotliwości 0.1 kHz siły wymuszającej wibracje. Te spostrzeżenia wyniknęły z badań modelowych (matematycznie – fizycznych) procesów udarowych występujących w rozwarstwionych blachach skrajnych zębów rdzenia stojana turbogeneratora. Przy tym wykorzystywano konkretne efekty węzłów aktywnej stali zębów rdzenia

stojana dla modelowania procesu udarowego. Rozwarstwiony ząb pobudzano do wibracji periodycznym impulsem mechanicznym o częstotliwości 0.1 kHz (przy wyjętym wirniku podczas remontu turbo-generatora), a odpowiedź na zadane wymuszenie rejestrowano na powierzchni korpusu. Pozwoliło to odtworzyć wibroakustyczny sygnał rozprzestrzeniający się w elementach konstrukcyjnych turbogeneratora oraz badać prawidłowości związane z transformacją impulsów udarowych na powierzchnię zewnętrzną korpusu stojana.

Z przeprowadzonych analiz wynika, że sygnał wibroakustyczny o częstotliwości $f > 1 \text{ kHz}$ pochodzący od procesu wibrudarowego w skrajnym pakiecie rdzenia stojana przenika na powierzchnię korpusu turbogeneratora. Energia impulsu jest dostateczna dla jego wykrycia. Transformacja udarowego impulsu przy przechodzeniu przez liczne przeszkody i elementy konstrukcyjne turbogeneratora ma złożony falo-wy charakter właściwy dla dyfuzyjnego pola akustycznego. Wartości amplitud harmonicznych, krotnych 0.1 kHz , wypełniających spektrum sygnału wibroakustycznego, zależy od parametrów impulsu udarowego jak i od falowej funkcji przejścia systemu mechanicznego.

Wykorzystanie tego zjawiska w diagnostyce stanu technicznego zębów rdzenia stojana turbogeneratora wymaga prowadzenia dalszych prac badawczych umożliwiających wyznaczenie wartości kryterialnych w ocenie ich wibracji.

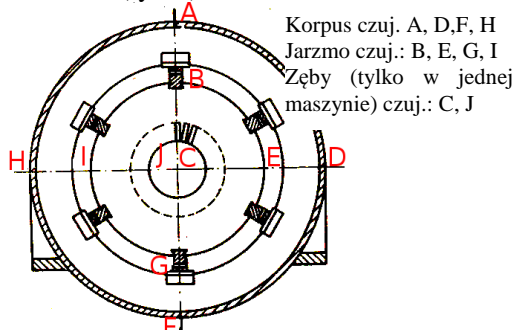
3. Wyniki badań wibracyjnych elementów stojana turbogeneratorów

W 2014 r w Instytucie Energetyki rozpoczęto badania wibracyjne i oględziny turbogeneratorów, które umożliwiły wyznaczenie podstawowych relacji pomiędzy stanem technicznym zębów rdzenia, a wartościami parametrów wibracyjnymi korpusu stojana [3].

Poniżej przedstawiono najbardziej istotne wyniki badań wibracji adekwatnych elementów stojana (odpowiednio położonych) kilku turbogeneratorów różnych konstrukcji i mocy, podczas ich pracy w systemie elektroenergetycznym.

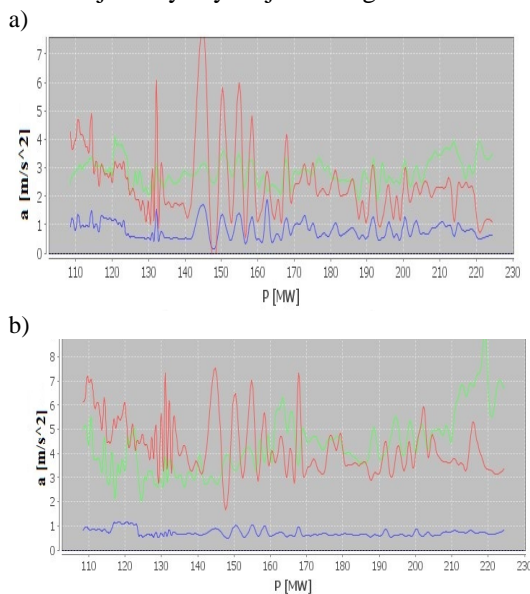
Pomiary wibracji elementów prowadzono w trzech przekrojach poprzecznych stojana: skrajnych od strony turbiny (T) i pierścieni ślizgowych (P) oraz w środku długości maszyny. Czujniki (c.) zostały zainstalowane w

miejscach podobnie położonych wzdłuż średnicy stojana na powierzchni zewnętrznej korpusu, jarzma i wewnętrznej rdzenia (zębów) podziałka zegarowa godzina: 12:00, 3:00, 6:00, 9:00 (rys. 5).



Rys. 5 Położenie czujników wibracji w przekroju poprzecznym stojana turbogeneratorów od str. P.

Na rysunku 6 przedstawiono skuteczne przyspieszenia wibracji (wygładzone) w paśmie częstotliwości $1 \text{ kHz} < f \leq 10 \text{ kHz}$ - korpusu, jarzma i zębów w skrajnych częściach rdzenia w funkcji mocy czynnej P turbogeneratora.



Rys. 6 Przyspieszenia wibracji (r.m.s.) w paśmie częstotliwości $1 \text{ kHz} < f \leq 10 \text{ kHz}$ elementów stojana w funkcji mocy czynnej P przy mocy biernej $-22 \text{ Mvar} < Q < 70 \text{ Mvar}$ turbogeneratora o mocy 230 MW

a) w obszarze godz. 9:00; str. P; korpus c. 18p; jarzmo c. 6p; zęby c. 10p,

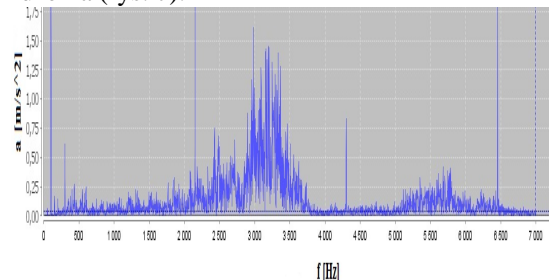
b) w obszarze godz. 12:00; str. T; korpus c. 13p; jarzmo c. 1p; zęby c. 7p.

Charakter zmian wartości przyspieszenia wibracji w elementach wydzielonych obszarach jest podobny. Średnie wartości r.m.s przyspieszenia wibracji odpowiednich zębów i korpusu są bardzo zbliżone w badanym obszarze obciążenia P ; Q maszyny. Podczas remontu tego turbogeneratora stwierdzono fazę 2 uszkodzenia zębów rdzenia (zmierzone maksymalne wartości przyspieszenia na korpusie wynosiły ok. 7.5 ms^{-2} podczas prowadzonych badań wibracyjnych).

W innym podobnym nowym turbogeneratorsze (po 2-letniej eksploatacji), o dobrym stanie technicznym zębów, przyspieszenia wibracji korpusu w paśmie częstotliwości $1 \text{ kHz} < f \leq 10 \text{ kHz}$ nie przekraczały poziomu 2.6 ms^{-2} .

W przyspieszeniach wibracji zębów i korpusu w paśmie częstotliwości $1 \text{ kHz} < f \leq 10 \text{ kHz}$ pojawiały się – w niektórych badanych turbogeneratorach z uszkodzeniami zębów – harmoniczne rezonansowe o istotnej wartości. Były to harmoniczne łopatkowe (pochodzące od liczby łopatek wentylatora na wale wirnika), żłobkowe (pochodzące od liczby żłobków stojana) i ich krotności związane z częstotliwością obrotową wirnika (f) oraz wyższe harmoniczne (n) od zjawisk magnetycznych i elektromagnetycznych związanych z podwójną częstotliwością obrotową wirnika ($2f$).

W widmie częstotliwościowym przyspieszenia pojawiały się również składowe harmoniczne o częstotliwościach zbliżonych do poszczególnych częstotliwości rezonansowych – charakterystyczny symptom znacznego obniżenia ciśnienia prasowania zębów w pakietach rdzenia (rys. 7).



$\Sigma a_{(r.m.s. \text{ śr.})} = 13.68 \text{ ms}^{-2} (1 \text{ kHz} \div 10 \text{ kHz})$
 przy $P = 524.3 \text{ MW}$; $Q = 136.3 \text{ Mvar}$

Rys. 7 Przyspieszenia wibracji w paśmie częstotliwości $0.1 \text{ Hz} \leq f \leq 10 \text{ kHz}$ korpusu stojana godz. 3:00; str. P; kierunek promieniowy turbogeneratora o mocy 560 MW

W wielu przypadkach przyspieszenia wibracji podobnych elementów (w analizowanym ob-

szarze stojana) były zbliżone pomimo różnych wartości ich poszczególnych harmonicznnych. W zależności od sztywności zębów te informacje mogą mieć wartości znaczące lub pomijalne w ocenie ich stanu wibracyjnego (technicznego).

4. Ciągła ocena stanu technicznego zębów rdzenia

Z przeprowadzonych badań wynika, że stan techniczny zębów rdzenia stojana (z(i)) jest dobry, gdy wartości r.m.s przyspieszenia wibracji, w paśmie częstotliwości $1 \text{ kHz} \leq f \leq 10 \text{ kHz}$, odpowiednio położonego elementu korpusu są mniejsze od 4 ms^{-2} – w całym obszarze praktycznych obciążeń elektrycznych P; Q, a wartości przyspieszenia wibracji tego elementu – przy minimalnej i maksymalnej mocy czynnej turbogeneratorsa – są podobne. Obniżanie się wartości przyspieszenia korpusu, w paśmie częstotliwości $1 \text{ kHz} < f \leq 10 \text{ kHz}$, ze wzrostem obciążenia czynnego TG, świadczy o obniżonym ciśnieniu prasowania zębów rdzenia w analizowanym obszarze stojana.

Natomiast wzrost wartości tego parametru wibracji korpusu, w ww. paśmie, ze wzrostem prądu stojana jest związany ze złym mocowaniem prętów uzwojenia w tym obszarze stojana (w żłobkach lub na połączeniach czołowych).

Tabl. 1 Wartości kryterialne dla oceny stanu technicznego zębów rdzenia

Wartość wskaźników oceny	Stan techniczny zębów
$\Delta a_{kz(i)} < 0.05$	bardzo dobry
$\alpha a_{kz(i)Pmin/Pmax} < 1$	
$0.05 \leq \Delta a_{kz(i)} < 1$	dobry
$1 \leq \alpha a_{kz(i)Pmin/Pmax} < 1.5$	
$1 \leq \Delta a_{kz(i)} < 3$	przejściowo dopuszczalny
$1.5 \leq \alpha a_{kz(i)Pmin/Pmax} < 3$	(stan alarmowy I)
$\Delta a_{kz(i)} \geq 3$	zły (stan alarmowy II)
$\alpha a_{kz(i)Pmin/Pmax} \geq 3$	

Stan techniczny zębów rdzenia można określić przez odniesienie wyników pomiarów wibracyjnych korpusu do wartości kryterialnych (tab. 1).

Dla diagnostyki stworzono wskaźniki kryterialne: dopuszczalnej wartości wibracji zębów (i) rdzenia $\Delta a_{kz(i)}$ (podstawowy) oraz sztywności zębów (i) rdzenia $\alpha v_{kz(i)Pmin/Pmax}$ (uzupełniający).

$$\Delta a_{kz(i)} = a_{kz(i)}/a_b \quad (1)$$

gdzie:

- $a_{kz(i)}$ – wartość przyspieszenia wibracji w paśmie $1 \text{ kHz} \leq f \leq 10 \text{ kHz}$ elementu korpusu (i) odpowiednio położonego w stosunku do zębów (i) przy danym obciążeniu P; Q turbogeneratorsa,
- a_b – empiryczna dopuszczalna wartość przyspieszenia wibracji korpusu,

$$\alpha a_{kz(i)Pmin/Pmax} = a_{kx(i).Pmin}/a_{kx(i)Pmax} \quad (2)$$

gdzie:

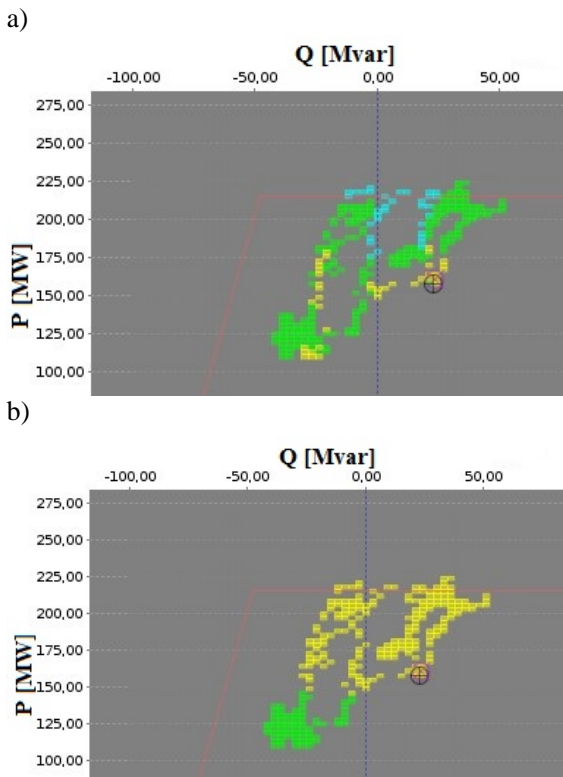
- $a_{kx(i).Pmin} (P_{max})$ – wartość przyspieszenia wibracji w paśmie $1 \text{ kHz} \leq f \leq 10 \text{ kHz}$ elementu korpusu (i) odpowiednio położonego w stosunku do elementu zębów (i) przy minimalnej (maksymalnej) mocy czynnej TG w zadanym przedziale czasu jego pracy.

Wyniki oceny stanu technicznego wybranych obszarów zębów (i) mogą być przedstawiane w dwóch postaciach:

- na wykresie dopuszczalnych obciążeń P; Q w postaci 4-ch kolorów – dla każdego bieżącego obciążenia TG (rys. 8),
- w zestawieniu tabelarycznym – dla każdego zadeklarowanego przedziału czasu pracy TG.

W przypadku pierwszym wykorzystuje się bieżące obliczone wartości wskaźnika podstawowego $\Delta a_{kz(i)}$, zaś w drugim – wartość średnią wskaźnika $\Delta a_{kz(i)}$ oraz wartość wskaźnika uzupełniającego $\alpha a_{kz(i)Pmin/Pmax}$ w zadeklarowanym przedziale czasu pracy TG.

Przy czym wartości wskaźnika uzupełniającego zwiększają lub zmniejszają wartość obliczoną wskaźnika $\Delta a_{kz(i)}$ o 10% średniej wartości liczbowej dolnej i górnej skali oceny (stan dobry i przejściowo dopuszczalny), lub maksymalnej górnej (stan b. dobry) i minimalnej dolnej (stan zły) danego przedziału kryterialnego (tab. 1).



Rys. 8 Mapy stanu technicznego zębów (i) rdzenia stojana przy obciążeniach $P; Q$ diagnozowanego turbogeneratorsa o mocy 230 MW,

a) strona turbiny (str. T.); godz. 12.00.
b) strona pierścieni (str. P.); godz. 9.00.

5. Wnioski

1. Praca turbogeneratorów, w dobowym cyklu zmiennych obciążeń elektrycznych ($P; Q$), stwarza poważne zagrożenie powstawania uszkodzeń w zębach rdzenia stojana.
2. Z przeprowadzonych badań wibracyjnych stojanów turbogeneratorów wy-

nika, że istnieje realna możliwość wykorzystania dla oceny stanu technicznego elementów zębów rdzenia, wyników pomiarów wartości parametrów przyspieszenia wibracji – w paśmie wysokich częstotliwości – odpowiednio po-płożonych elementów korpusu stojana.

3. Wyznaczenie nowych wskaźników kryterialnych oraz ich wartości dla oceny stanu technicznego zębów, metodą pośrednią, wymaga prowadzenia dalszych badań turbogeneratorów.

6. Literatura

- [1] Atamanov V.V. i drug.: Kontrol' sostojanija krajnich paketov aktivnoj stali turbogeneratorsa pod nagruzkoj. Električeskie Stancii, nr 6, 2005.
- [2] Bytnar A.: Turbogenerator stator failures due to some physical phenomena. Poznan University of Technology Academic Journals Electrical Engineering No 55, 2007.
- [3] Bytnar A., Wróblewski S.: Diagnostyka wibracyjna stanu technicznego online zębów rdzenia stojana turbogeneratorsa. Dok. IEn nr DZE-1/STAT/14, Warszawa 2014.
- [4] Dement'ev V. N i drug.: Obnarużenie defektov statora turbogeneratorsa po parametram vibroakustičeskih kolebanij ego stal'nyh konstrukcij. Električestvo Nr 12, 2005.
- [5] Gašimov M.A, Ramazanov N. K.: Diagnostičeskoe issledovanie električeskich neispravnostej elektroenergetičeskich mašin dla zadač ekspres ocenki techničeskogo sostojanija v processe ich raboty. Elektrotehnika Nr 3, 2006.
- [6] Nazolin A.L.: Matematičeskaja model' vibroudarnogo processa konsoli po mnogoslójnomu osnovaniu s frikcionnymi svojstvami. Vestnik MGTU im. Baumana. Cer. Estestvennyye nauki. Nr 3, 2004.