

Jarosław BEDNARZ

# MODYFIKACJA STRUKTURALNA KONSTRUKCJI PŁYTY SPODNIEJ GENERATORA 113 MW

*W pracy przedstawione są wyniki przeprowadzonych badań, których celem była identyfikacja częstotliwości i postaci drgań własnych płyty spodniej generatora przy wykorzystaniu wymuszenia eksploatacyjnego w postaci nominalnej pracy turbozespołu. Praca swoim zakresem obejmuje: 1. symulacje komputerowe w oparciu o wcześniej przeprowadzone pomiary drgań; 2. opracowanie koncepcji modyfikacji strukturalnej w oparciu o obliczenia z wykorzystaniem modelu elementów skończonych generatora.*

## WSTĘP

Celem niniejszej pracy jest przedstawienie modyfikacji strukturalnej dolnej osłony generatora 113 MW w elektrociepłowni. Potrzeba strukturalnej osłony wynikała z powstających pęknięć na połączeniach poszczególnych płaskowników i blach oraz w ceownikach wzmacniających konstrukcję (rys.1). Zostały wykonane pomiary drgań osłony w czasie pracy w wyniku których zidentyfikowano w okolicy częstotliwości 100 [Hz] postać drgań giętnych odpowiadającą za powstające uszkodzenia.



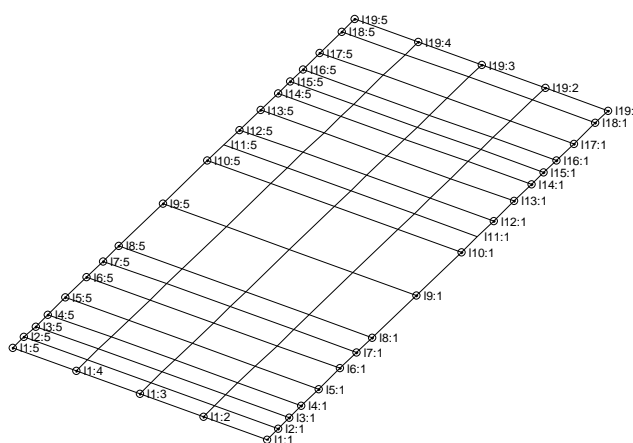
**Rys. 1.** Widok fragmentu konstrukcji płyty spodniej generatora

Modyfikacja strukturalna została oparta na metodzie elementów skończonych, za pomocą której wykonano szereg analiz dynamicznych w celu zweryfikowania wpływu poszczególnych zmian w konstrukcji na zachowanie się osłony dla krytycznej postaci giętej.

## 1. OPIS PRZEPROWADZONYCH BADAŃ EKSPERYMENTALNYCH

Pomiary drgań fragmentu korpusu generatora (płyty dolnej) przeprowadzono w trakcie normalnej pracy turbozespołu energetycznego. W trakcie przeprowadzonego eksperymentu modalnego wykorzystano sieć punktów pomiarowych obejmującą 95 punktów. Przyjęty rozkład punktów to 19 linii rozmieszczonych w poprzek badanej płyty na jej głównych elementach konstrukcyjnych (blacha

cieńka i gruba, ceowniki). Każda z linii pomiarowych składała się z 5 punktów pomiarowych. Siatkę punktów pomiarowych przedstawiono na rysunku 2.



**Rys.2.** Siatka punktów pomiarowych wykorzystana w trakcie pomiaru.

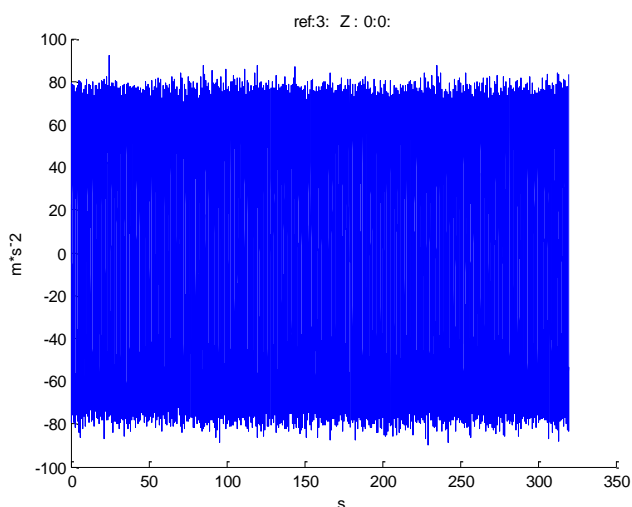
W czasie badań przeprowadzono 19 eksperymentów częściowych, w których czujniki przyspieszeń były przestawiane w kolejne położenia. Trójosiowy czujnik referencyjny (REF:3) pozostawał w jednym miejscu przez wszystkie eksperymenty. Poniżej zestawiono najważniejsze cechy przeprowadzonych badań:

1. zastosowano wymuszenie eksploatacyjne (normalna praca bloku energetycznego),
2. równocześnie z pomiarem sygnałów referencyjnych mierzono sygnały odpowiedzi na wymuszenie – przyspieszenia drgań, w każdym punkcie pomiarowym w trzech wzajemnie prostopadłych kierunkach,
3. rejestrowano przebiegi czasowe przyspieszenia drgań sygnałów odpowiedzi i referencji o długości ok. 320 [s].

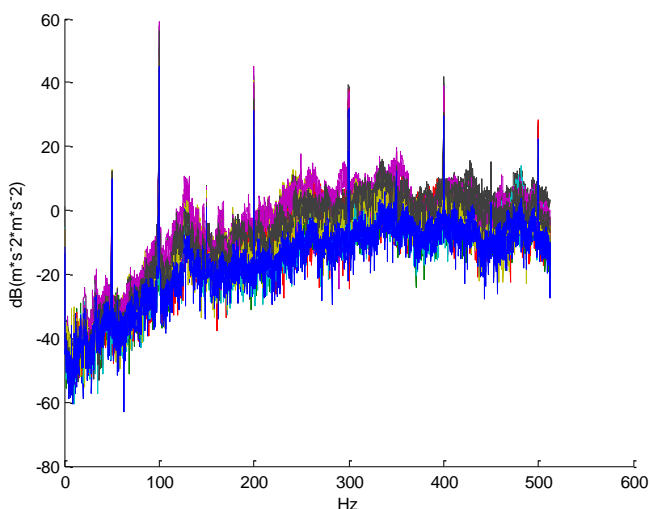
## 2. PRZYGOTOWANIE DANYCH DO ANALIZ

Na zarejestrowanych przebiegach czasowych amplitud przyspieszenia drgań (Rys. 3a) zastosowano klasyczne metody przetwarzania sygnałów pozwalające na wyznaczenie gęstości widmowych mocy (CSD - Rys. 3b) oraz funkcji korelacji. Dla przygotowanego zestawu wyznaczonych gęstości widmowych mocy oraz funk-

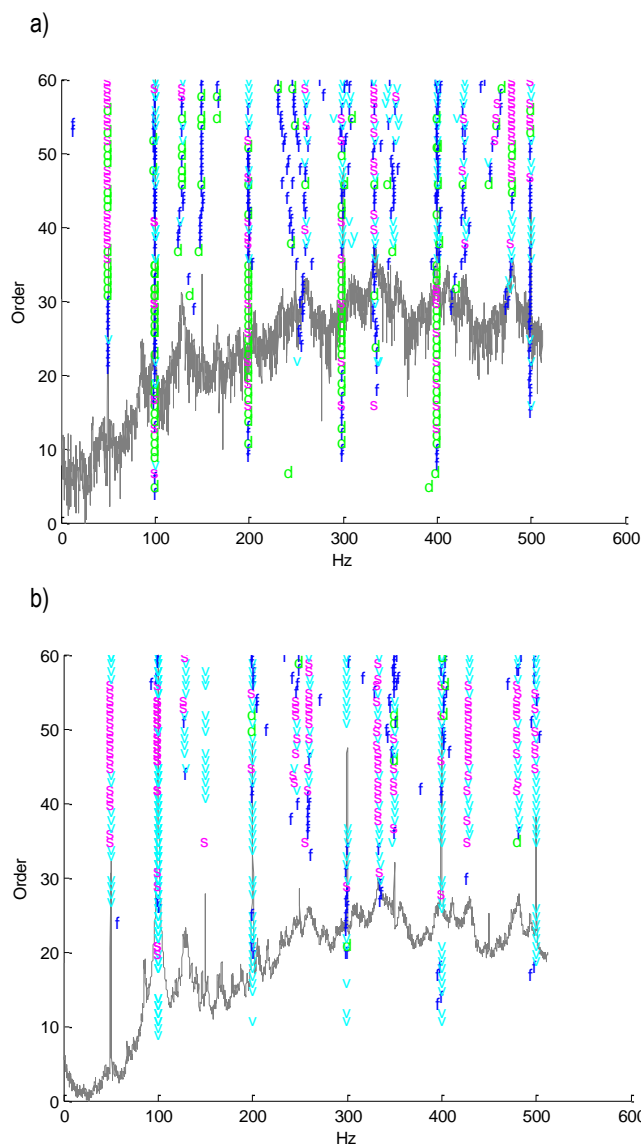
cji korelacji dokonano analizy algorytmami EAM [3,7]. Analizy przeprowadzono za pomocą algorytmów LSCE oraz BR [3]. Są to metody najczęściej wykorzystywane do uzyskania parametrów modalnych obiektów, dla których nie jest mierzona siła wymuszająca drgania. Zastosowane algorytmy dokonują estymacji na bazie przebiegów funkcji korelacji. W warunkach przemysłowych pomiary dla tego typu analiz najczęściej wykonuje się dokonując rejestracji gęstości widmowych mocy. Przed wykonaniem analizy algorytmy automatycznie dokonują odwrotnego przekształcenia Fouriera w celu otrzymania funkcji korelacji. W tym przypadku w celu wyeliminowania ewentualnych problemów przetwarzania częstotliwościowo-czasowego analizy wykonano podając na wejście algorytmów EAM zarówno dane w postaci funkcji korelacji, jak i gęstości widmowych mocy. Na rysunku 4 pokazane zostały przykładowe diagramy stabilizacyjne uzyskane dla analiz wykonanych na bazie przebiegów w dziedzinie częstotliwości (a) oraz czasu (b).



**Rys. 3a.** Przykład zarejestrowanego sygnału



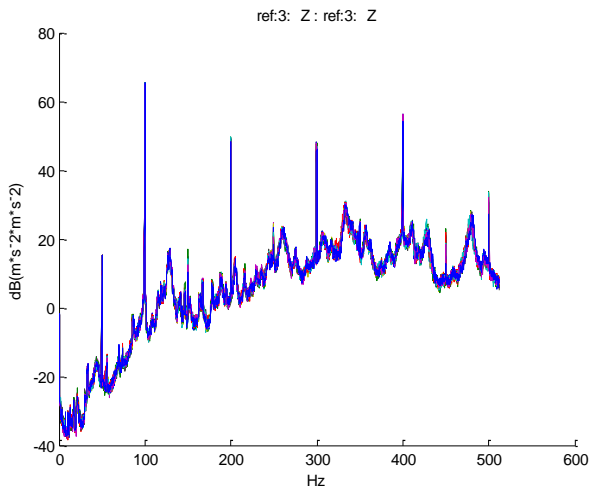
**Rys. 3b.** Przykładowe przebiegi gęstości widmowych mocy dla potrzeb EAM



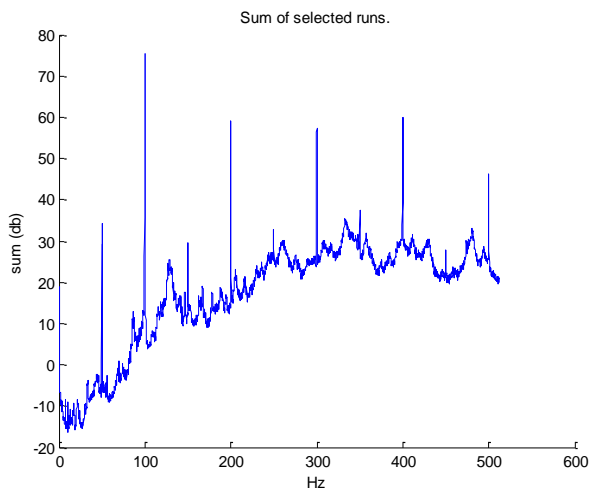
**Rys. 4.** Przykładowe diagramy stabilizacyjne uzyskane w trakcie analizy EAM; a) analiza na bazie funkcji gęstości widmowych mocy b) analiza na bazie funkcji korelacji.

### 3. WYNIKI ESTYMACJI MODELU MODALNEGO PŁYTY SPODNEJ GENERATORA

Estymację parametrów modalnych badanej płyty wykonano dla punktu referencyjnego REF:3:Z w paśmie częstotliwości od 0 do 512 [Hz]. Estymację parametrów modalnych poprzedziła analiza jakości danych pomiarowych w oparciu o przebiegi zmierzone w punkcie pomiaru referencyjnego we wszystkich przeprowadzonych eksperymentach częściowych. Na rysunku 5 pokazano przebiegi widm amplitudy sygnału referencyjnego. Przebiegi te pokazują, że we wszystkich eksperymentach częściowych przebieg widma jest podobny co oznacza, że wymuszenie było porównywalne w każdym z testów. Na rysunku 6 przedstawiono przebiegi unormowanej sumy amplitud wzajemnych gęstości widmowych mocy. Maksima lokalne tych przebiegów wskazują wartości częstotliwości drgań własnych oraz częstotliwości źródeł wymuszenia. Położenie tych maksimów oznacza, że w trakcie przeprowadzonych eksperymentów zostały odwzorowane w zarejestrowanych przebiegach drgania własne dla częstotliwości z zakresu 0 – 512 [Hz].



**Rys. 5.** Widma amplitudy przyspieszenia drgań mierzonego w punkcie referencyjnym w 19 kolejnych eksperymentach częstotliwościach



**Rys. 6** Unormowana suma przebiegów amplitudy wzajemnych gęstości widmowych mocy

Estymacja parametrów była przeprowadzona przy pomocy oprogramowania VIOMA opracowanego w Katedrze Robotyki i Mechatroniki AGH z zastosowaniem obydwóch wymienionych wcześniej algorytmów. Przeprowadzono zbiór procedur estymacji, z których wyników wybrano najbardziej reprezentatywne postacie drgań przy pomocy autorskiej procedury konsolidacji modelu modalnego [6] będącej składnikiem oprogramowania VIOMA. W czasie przeprowadzonych badań zidentyfikowano tylko tę część postaci drgań, która została dobrze wymuszona i odwzorowana w wynikach przeprowadzonego eksperymentu

Wyniki estymacji parametrów modelu modalnego na podstawie zarejestrowanych przebiegów czasowych zestawiono w tabeli 1. Porównanie postaci drgań własnych dla częstotliwości ok. 100 [Hz] wyznaczonych w czterech przeprowadzonych analizach przedstawiono na rysunku 7.

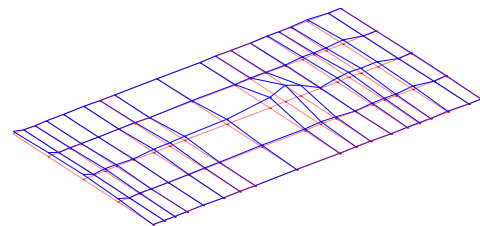
Porównując rysunki postaci przedstawionej na rysunku 7 można stwierdzić, że jej kształt jest zbliżony dla wszystkich czterech analiz. Występują jedynie różnice w amplitudzie postaci, ale związane są one z problemem skalowania postaci drgań własnych obiektu w EAM. W trakcie eksperymentu nie jest rejestrowana wartość siły wymuszającej badany obiekt przez co nie ma możliwości wyznaczenia prawidłowego współczynnika skalującego amplitudę postaci drgań. Rozwiązaniem tego problemu może być wykorzy-

stanie dodatkowego mierzalnego wymuszenia (np. młotkiem modalnym lub wzbudnikiem drgań) i rejestracja widmowych funkcji przejścia dla kilku punktów pomiarowych. Następnie na podstawie porównania amplitud przemieszczenia drgań w tych punktach z wartościami określonymi na podstawie badań eksploatacyjnych można wyznaczyć wartość współczynnika skali i otrzymać skalowane eksploatacyjne postacie drgań własnych badanej płyty. W celu wyznaczenia skalowanych postaci drgań można również wykorzystać metodę OMAX (Eksploatacyjna Analiza Modalna z Mierzalnymi Wejściami) [3], która stanowi połączenie klasycznej (eksperymentalnej) i eksploatacyjnej analizy modalnej.

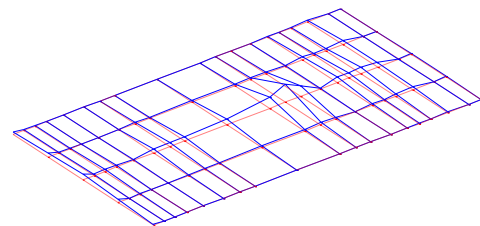
**Tab. 1.** Zestawienie wyestymowanych wartości częstotliwości drgań własnych (CDW) i współczynników tłumienia modalnego (WTM)

Lp.	Funkcje korelacji BR		Funkcje korelacji LSCE		CSD BR		CSD LSCE	
	CDW [Hz]	WTM [%]	CDW [Hz]	WTM [%]	CDW [Hz]	WTM [%]	CDW [Hz]	WTM [%]
1	49.98	0.02	---	---	50.00	0.06	49.94	0.12
2	59.44	2.07	---	---	---	---	---	---
3	---	---	62.98	1.34	62.77	1.35	---	---
4	100.02	0.07	100.01	0.12	99.99	0.01	99.98	0.19
5	---	---	---	---	107.61	0.83	109.97	0.70
6	---	---	---	---	128.97	1.03	128.41	0.88
7	141.28	0.65	142.21	1.51	---	---	---	---
8	149.97	0.01	---	---	150.00	0.12	---	---
9	199.98	0.01	200.13	0.21	199.98	0.01	199.96	0.03
10	235.58	0.63	---	---	---	---	235.79	0.36
11	259.96	0.79	---	---	260.60	0.94	260.62	0.69
12	299.88	0.01	299.79	0.09	---	---	296.00	0.31
13	333.57	0.45	333.39	0.22	333.55	0.73	333.24	0.56
14	350.33	0.35	349.62	0.71	---	---	---	---
15	358.36	0.74	---	---	353.78	0.08	357.73	0.24
16	399.88	0.01	399.96	0.18	398.99	0.04	400.18	0.15
17	---	---	426.90	0.16	430.24	0.44	426.03	0.35
18	449.00	1.09	450.10	0.22	---	---	---	---
19	481.02	0.30	---	---	480.71	0.39	480.89	0.33
20	499.89	0.10	500.60	0.03	---	---	---	---

Funkcje korelacji BR

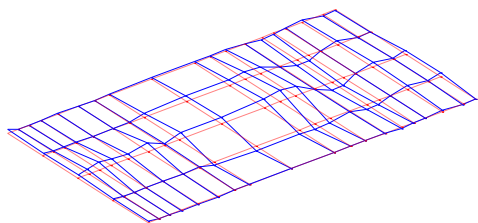


Funkcje korelacji LSCE

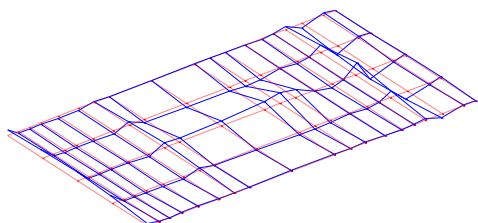


**Rys. 7a.** Rysunek postaci drgań własnych płyty o częstotliwości ok. 100 [Hz]

CSD BR



CSD LSCE



**Rys. 7b.** Rysunek postaci drgań własnych płyty o częstotliwości ok. 100 [Hz]

Z tabeli 1 wynika, iż metodami EAM nie udało się zidentyfikować żadnej postaci drgań własnych poniżej 50 [Hz]. Dodatkowo harmoniczne prędkości obrotowej wału tak bardzo dominują w danych pomiarowych, że powodują maskowanie całej odpowiedzi dynamicznej badanego układu. Dodatkowym utrudnieniem jest uzyskiwanie współczynników tłumienia znacząco różnych od zera dla częstotliwości harmonicznych. Prawdopodobnie jest to związane z rozmyciem harmonicznym przez odpowiedź dynamiczną układu w częstotliwości, w której jest ona silnie wymuszana. Na podstawie przeprowadzonych doświadczeń oraz analiz można wyciągnąć następujące wnioski szczegółowe dotyczące zastosowania metod EAM w badaniu dynamiki elementów maszyn wirnikowych:

1. wykorzystanie EAM do badania obiektów zawierających elementy wirujące wymaga dodatkowej wiedzy o badanym obiekcie,
2. wyznaczenie strukturalnych biegunów badanego układu jest utrudnione poprzez maskowanie ich przez wysoki poziom „pików” związanych z częstotliwościami generowanymi przez elementy wirujące [4,5],
3. z uwagi na algorytmy EAM otrzymane diagramy stabilizacyjne są trudne w interpretacji,
4. wyznaczone postaci drgań własnych są nieskalowane,
5. maskowanie dynamiki strukturalnej obiektu przez harmoniczne generowane przez części wirujące wskazuje potrzebę wcześniejszego przygotowania sygnałów do analizy (np. poprzez filtrację pasmową).

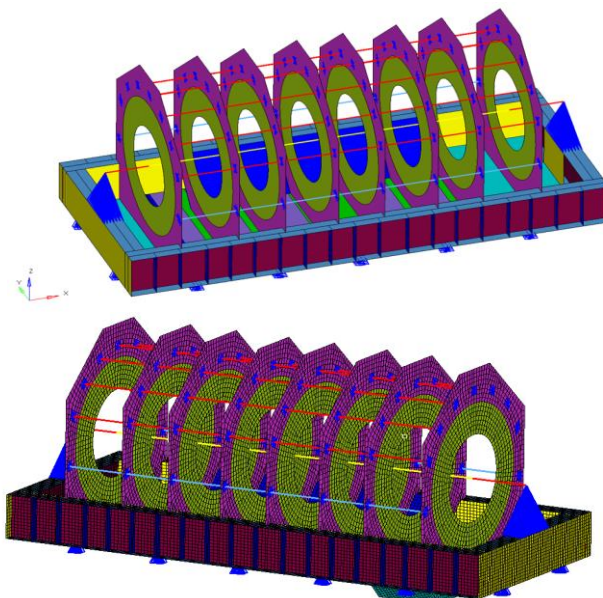
Istnieje możliwość poprawy jakości estymacji modelu modalnego z wykorzystaniem metody OMAX [1,2], która wymaga jednak zastosowania dodatkowego sterowanego wymuszenia, co w przypadku maszyn wirnikowych w trakcie ich normalnej pracy jest znacznie utrudnione. Można jednak zastosować jako źródło sterowanego wymuszenia np. łożysko magnetyczne, które będzie pełniło zarówno funkcję nośną jak i będzie mogło być wykorzystywane jako wzbudnik drgań w eksperymencie czynnym. Na podstawie dotych-

czas prowadzonych przez autora prac badawczych można postawić następujące wnioski dotyczące zastosowania metody OMAX [1]:

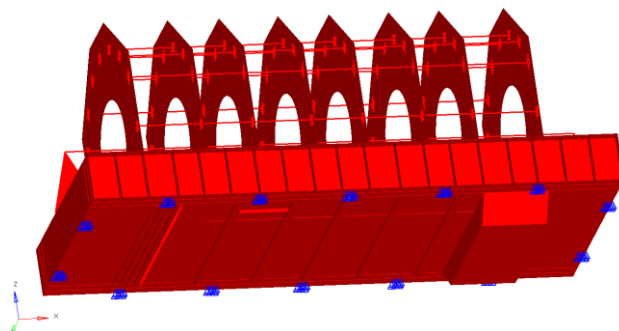
1. zastosowanie dodatkowego kontrolowanego wymuszenia poprawia jakość uzyskiwanych charakterystyk,
2. istnieje możliwość zastosowania algorytmów klasycznej analizy modalnej (uzyskanie skalowanych postaci drgań),
3. amplitudy związane z częstotliwościami generowanymi przez elementy wirujące nie dominują w widmach estymat uzyskanych dla przebiegów z dodatkowym wymuszeniem.

## 4. OPIS MODYFIKACJI STRUKTURALNEJ

W celu przeprowadzenia modyfikacji strukturalnej został wykonany model elementów skończonych generatora uwzględniający strukturę statora, wirnika oraz ramy na której posadowiono generator. Ze względu na brak dokładnych danych odnośnie wymiarów generatora oraz rozłożenia mas został wykonany uproszczony model, w którym część wymiarów została oszacowana na podstawie wizji lokalnej i pomiarów. Widok modelu generatora oraz układu współrzędnych przedstawiono na rysunkach 8 i 9.



**Rys. 8.** Widok modelu elementów skończonych



**Rys. 9.** Widok utwierdzeń analizowanego modelu

W budowie modelu przyjęto następujące założenia:

1. Wirnik został zamodelowany za pomocą elementów belkowych połączonych ze strukturą ramy za pomocą sztywnych elementów we wszystkich stopniach swobody.
2. Stator został zamodelowany poprzez zwiększenie gęstości żeber na których jest osadzony. Takie uproszczenie powoduje uwzględnienie wyłącznie efektu masowego uzwojenia oraz wszelkich elementów statora. Brak uwzględnienia wpływu na



**Tab.2. Parametry materiału**

Stal	
Parametr	Wartość
Gęstość [kg/m <sup>3</sup> ]	7 860
Moduł Younga [MPa]	210 000
Współczynnik Poissona [-]	0.3

- sztywność został spowodowany skoncentrowaniem się na osłonie generatora a nie strukturze całego generatora. Struktura żeber została zamodelowana za pomocą elementów powłokowych. Rury łączące żebra zostały zamodelowane za pomocą elementów belkowych.
3. Rama oraz osłona dolna zostały zamodelowane za pomocą elementów powłokowych z uwzględnieniem uźebrowania ramy oraz uproszczonego modelu odprowadzenia prądowego generatora.
  4. Siatka elementów skończonych została wykonana z uwzględnienie zalecenia dotyczącego ilości węzłów na długość najdłuższej fali w zakresie zainteresowania tj. do 200 Hz. Zakres ten wynika z maksymalnego zakresu w którym mogą pojawiać się znaczące częstotliwości własne osłony zidentyfikowane na podstawie pomiarów eksperymentalnych. Przeciętny rozmiar elementu skończonego to 50 mm przez co jest spełniony warunek uwzględnienia co najmniej 10 węzłów na jeden okres fali.
  5. Ze względu na uproszczenia przyjęte przy tworzeniu modelu, które uwzględniały również pominięcie struktury fundamentu oraz wpływu turbiny zostały przyjęte specjalne kryteria dla celów analizy metodą elementów skończonych.
  6. Wykonane analizy dynamiczne miały na celu wyznaczenie dla danej konstrukcji wartości częstotliwości własnych oraz kształt postaci modalnych z wykorzystaniem standardowego solwera typu Lanczos. Ze względu na specyfikę analizy, tłumienie jest pominięte przy tego typu analizie dynamicznej.
  7. Brak dokładnego odwzorowania struktury mającej wpływ na dynamiczne zachowanie osłony uniemożliwia dokładne odwzorowanie postaci giętnej w częstotliwości 100 Hz.

Modyfikacja strukturalna została oparta na zidentyfikowaniu postaci giętnej modelu oraz badaniu wpływu poszczególnych zmian konstrukcyjnych na wartość przemieszczeń modalnych. Im mniejsza wartość tym dana modyfikacja była skuteczniejsza. Wyniki były odnoszone do dwóch modeli referencyjnych tj. obecnej konstrukcji oraz oryginalnej konstrukcji w której zostały dospawane ceowniki usztywniające konstrukcję.

Przemieszczenia modalne w przypadku analizy dynamicznej odpowiedzi układu na wymuszenie (w tym przypadku siła pochodząca od niewyważenia wirnika) liniowo skalują wartość przemieszczeń rzeczywistych modelu dla poszczególnych częstotliwości własnych i dlatego mogą być przyjęte jako kryterium wpływu poszczególnych zmian konstrukcyjnych na wartość amplitudy drgań osłony.

Ze względu na ogromną różnicę masy wymuszającej (wirnik wraz ze statorem) oraz optymalizowanej osłony nie ma możliwości zmiany częstotliwości własnej oraz postaci modalnej osłony. Przyjęte podejście oparte na przemieszczeniach modalnych jako kryterium oceny wydaje się być jedyną możliwością rozwiązania problemu pęknięcia spawów na łączeniach blach.

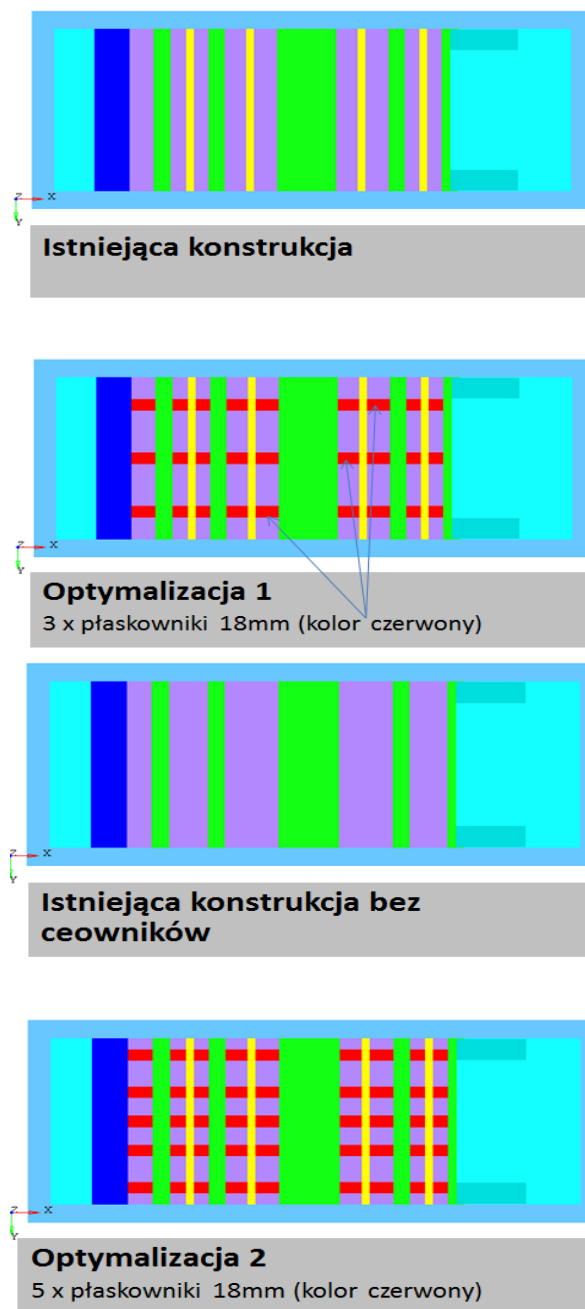
Model został utwierdzony w miejscach przykręcenia ramy generatora do fundamentu. Zostały utwierdzone wszystkie stopnie swobody. Ze względu na uproszczenie modelu, nie modelowano śrub wraz z dokładnym odwzorowaniem powierzchni łbów i podkładek tylko utwierdzano kilka węzłów w bezpośrednim otoczeniu śruby. Wizualizacja warunków brzegowych została pokazana poniżej.

Jako materiał przyjęto dla całej konstrukcji generatora stal o własnościach podanych w tabeli 2.

W wyniku prac powstało osiem modeli elementów skończonych, które zostały wybrane w celu pełnej prezentacji zarówno istniejących rozwiązań jak i najlepszych modyfikacji konstrukcji.

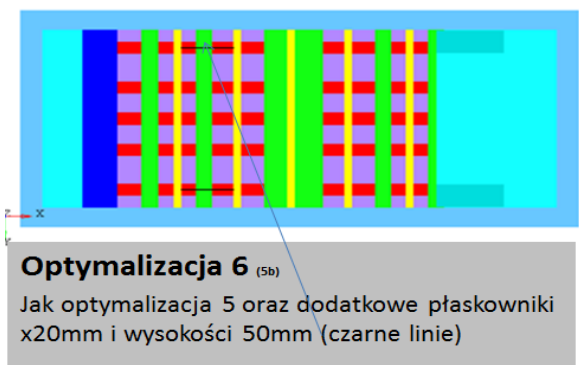
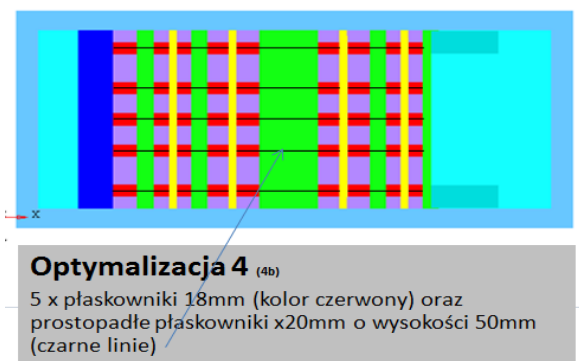
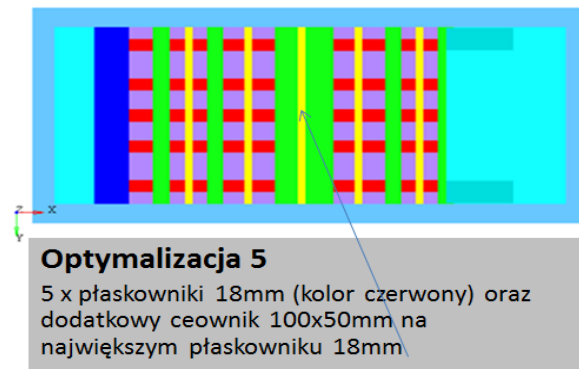
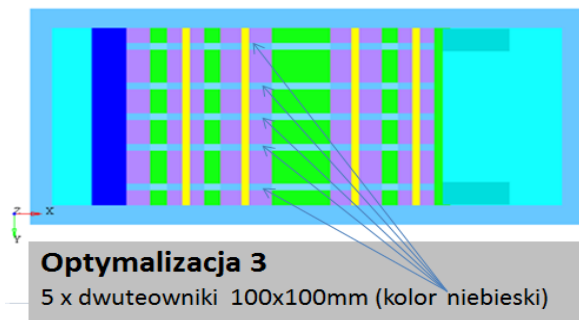
Modele zostały zaprezentowane w sposób umożliwiający łatwe porównywanie widoków 2D. Dodatkowo pokazano dla każdego modelu 3D w celu dokładnej weryfikacji zmian.

Modele 1-4 przedstawiają istniejące rozwiązanie wraz z konstrukcją oryginalną oraz dwie pierwsze modyfikacje konstrukcji (rys. 10).



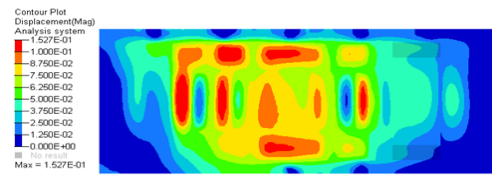
**Rys. 10.** Opis analizowanych modeli

Na rysunku 11 przedstawiono kolejne modyfikacje konstrukcji.

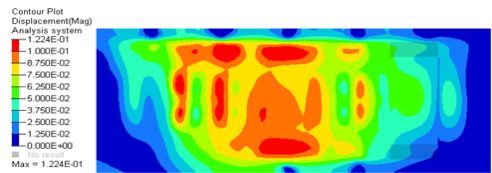


Rys. 11. Opis analizowanych modeli

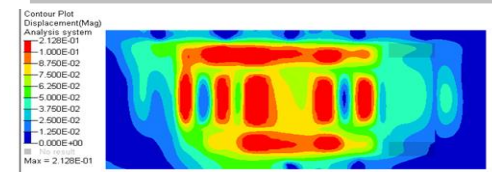
Na rysunku 12 przedstawiono rozkład naprężeń w konstrukcji w wyniku przeprowadzanej modyfikacji strukturalnej dla kolejnych modeli. W tabeli 3 zestawiono wyników przeprowadzonych analiz.



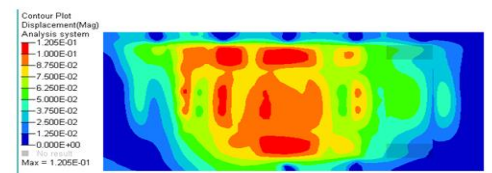
Istniejąca konstrukcja



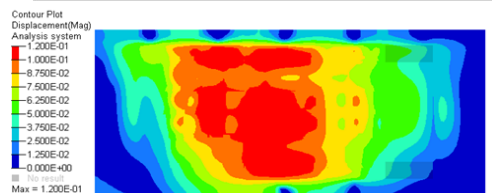
**Optymalizacja 1**  
3 x płaskowniki 18mm (kolor czerwony)



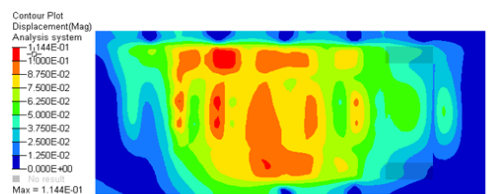
Istniejąca konstrukcja bez ceowników



**Optymalizacja 2**  
5 x płaskowniki 18mm (kolor czerwony)

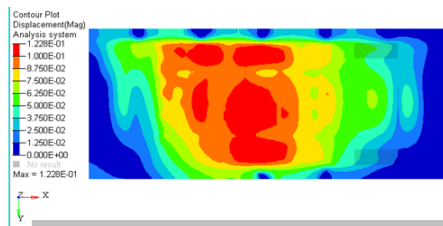


**Optymalizacja 3**  
5 x dwuteowniki 100x100mm (kolor niebieski)

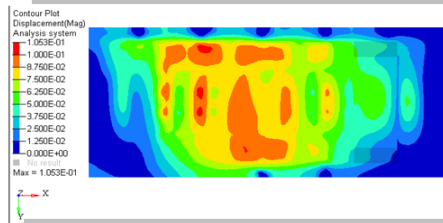


**Optymalizacja 5**  
5 x płaskowniki 18mm (kolor czerwony) oraz dodatkowy ceownik 100x50mm na największym płaskowniku 18mm

Rys. 12a. Wyniki dla analizowanych modeli



**Optymalizacja 4 (4b)**  
5 x płaskowniki 18mm (kolor czerwony) oraz prostopadłe płaskowniki x20mm o wysokości 50mm (czarne linie)



**Optymalizacja 6 (5b)**  
Jak optymalizacja 5 oraz dodatkowe płaskowniki x20mm i wysokości 50mm

**Rys. 12b.** Wyniki dla analizowanych modeli

**Tab. 3.** Podsumowanie wyników analiz

Model	Przemieszczenie modalne [-]	Różnica procentowa [%] (*)
Istniejąca konstrukcja	0.1527	-
Istniejąca konstrukcja bez ceowników	0.2128	+39.3%
Optymalizacja 1 3 x płaskowniki 18mm (kolor czerwony)	0.1224	-19.8%
Optymalizacja 2 5 x płaskowniki 18mm (kolor czerwony)	0.1205	-21.1%
Optymalizacja 3 5 x dwuteowniki 100x100mm (kolor niebieski)	0.1200	-21.4%
Optymalizacja 4 5 x płaskowniki 18mm (kolor czerwony) oraz prostopadłe płaskowniki x20mm o wysokości 50mm (czarne linie)	0.1228	-19.6%
Optymalizacja 5 5 x płaskowniki 18mm (kolor czerwony) oraz dodatkowy ceownik 100x50mm na największym płaskowniku 18mm	0.1144	-25%
Optymalizacja 6 Jak optymalizacja 5 oraz dodatkowe płaskowniki x20mm i wysokości 50mm	0.1053	-31%

(\*) Różnica procentowa w stosunku do istniejącej konstrukcji [%]

## PODSUMOWANIE

Na podstawie przeprowadzonych badań eksperymentalnych oraz analiz z wykorzystaniem metody elementów skończonych można postawić następujące wnioski:

- Przeprowadzony eksperyment modalny i jego wyniki pokazują, że badany układ drga głównie w częstotliwościach  $n \times 50$  Hz ( $n=1,2,\dots$ ), co wskazuje że dominujące wymuszenie związane jest z prędkością obrotową wału generatora.
- Wyniki badań modalnych pokazały, że dominującą postacią drgań jest postać o częstotliwości około 100 Hz. W związku z tym zasadnym jest taka modyfikacja struktury płyty dolnej generatora, która w znaczny sposób zmniejszy amplitudy przemieszczeń modalnych.
- Analizy przeprowadzone w oparciu o metodę elementów skończonych (MES) wskazują, że rozwiązania przyjęte w modelu o

nazwie Optymalizacja 6, są najbardziej korzystną zmianą konstrukcyjną płyty dolnej generatora. Wartość przemieszczenia modalnego jest o 30% niższa od istniejącej konstrukcji co bezpośrednio wpływa na obniżenie amplitudy drgań analizowanej osłony.

- Docelowo analiza powinna obejmować zapewnienie zgodności wyników z pomiarami co umożliwi dokładne zweryfikowanie wpływu poszczególnych modyfikacji konstrukcji na amplitudę drgań osłony poprzez inny typ analiz dynamicznych metodą elementów skończonych (badanie odpowiedzi dynamicznej na wymuszenie w dziedzinie czasu lub częstotliwości). Przyjęta metodyka pracy została oceniona jako wystarczająca dla istniejących warunków (brak danych o wymiarach geometrycznych, rozłożeniu mas itd.).

## BIBLIOGRAFIA

- Bednarz J.: Model-based diagnostics of rotating machinery: application of OMAX method and NARX model in identification and diagnostics of steam and wind turbines, Germany, LAP LAMBERT Academic Publishing, 2010.
- Cauberghe B.: Applied frequency-domain system identification in the field of experimental and operational modal analysis, praca doktorska Vrije Universiteit Brussel, 2004.
- Haylen W., Lammens S., Sas P., Modal Analysis Theory and Practice, KU Leuven, 1997.
- Kurowski P.: Modal-model applications for large energetics machines, Key Engineering Materials Vol. 347, 2007, pp. 221 – 226, 2007.
- Kurowski P., Bednarz J.: Comparison of modal parameters determined in operational conditions by means of the OMA and OMAX method, Structural health monitoring 2008 : proceedings of the fourth European workshop: Cracow, Poland, July 2–4, 2008 Lancaster, Pennsylvania: DEStech Publications, Inc., 2008.
- Lisowski W.: Wybrane problemy automatyzacji eksperymentalnej analizy modalnej, Uczelniane Wydawnictwa Naukowo-Dydaktyczne AGH, Kraków, 2006.
- Uhl T., Lisowski W., Kurowski P., In-operation modal analysis and its application, Wydawnictwo Katedry Robotyki i Mechatroniki AGH, 2001.

### Structural modification of bottom plate of 113 MW generator

*The paper presents the results of conducted research aimed at identifying the frequency and the form of vibration of the generator bottom plate using as the excitation the nominal turbine operation. The work includes: 1. computer simulations based on previously performed vibration measurements; 2. Development of a concept of structural modification of generator bottom plate based on calculations using finite element model.*

Autor:

dr inż. **Jarosław Bednarz** – AGH Akademia Górniczo-Hutnicza im. Stanisława Staszica w Krakowie, Katedra Robotyki i Mechatroniki, Al. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków; bednarz@agh.edu.pl