

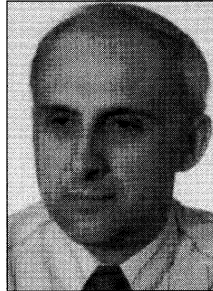
Dariusz KARKOSIŃSKI

POLITECHNIKA GDAŃSKA, WYDZIAŁ ELEKTROTECHNIKI I AUTOMATYKI, KATEDRA ENERGOELEKTRONIKI I MASZYN ELEKTRYCZNYCH

Metody badania form odkształceń stojana maszyn elektrycznych**Dr inż. Dariusz Romuald KARKOSIŃSKI**

Absolwent Wydziału Elektrycznego Politechniki Gdańskiej. W roku 1986 uzyskał stopień doktora nauk technicznych. Przez 3 lata pracował przy rozruchu automatyki elektrowni jądrowej. Od 1990 roku pracuje na stanowisku adiunkta w Katedrze Energoelektroniki i Maszyn Elektrycznych Wydziału Elektrotechniki i Automatyki Politechniki Gdańskiej. Zajmuje się głównie badaniami i modelowaniem zjawisk wibroakustycznych w maszynach elektrycznych. Wykonuje również ekspertyzy awarii napędów elektrycznych i elektrycznych instalacji samochodowych.

darkar@ely.pg.gda.pl

**Streszczenie**

Omówiono podstawy, cechy i zalecenia wykonania klasycznej analizy modalnej, eksploatacyjnej analizy modalnej i najnowszej analizy eksploatacyjnych form odkształceń (ODS FRF) w zastosowaniu do maszyn elektrycznych. Do analizy eksploatacyjnych form odkształceń sformułowano oryginalny wzór działania na widmach oraz wprowadzono dekompozycję kształtu formy odkształceń. Na podstawie przykładowych badań silnika indukcyjnego małej mocy wykazano różnice pomiędzy modalnymi formami odkształceń stojana a powstającymi podczas pracy silnika

Abstract

The natural mode shapes of motor's stator associated with structural resonances can differ significantly from vibration responses of a stator structure excited by series of rotating radial magnetic force waves. Basics and recommendations concerning modal analysis and operating deflection shapes (ODS FRF) measurements of low-power induction motors are discussed. The modal analysis has been used in order to obtain stator mode shapes. For acquiring operating deflection shapes from the stator structure under steady state operation the formula of spectrum rule has been prepared and the ODS FRF analysis has been applied. Circumferential stator operating deflection shapes have been compared with mode shapes - Fig. 2, 3. The test results allowed to conclude that forces with frequencies significantly different from free vibration frequencies of a structure force circumferential vibration shapes with dominant component and additionally higher or lower mode number. On the other hand near the resonant frequencies ODSs have dominant but not „pure” component.

Słowa kluczowe: silnik indukcyjny, drgania, badania modalne**Keywords:** induction motor, vibration, modal analysis**1. Wstęp**

Stojany większości współcześnie produkowanych maszyn elektrycznych małej mocy, np. silników asynchronicznych, są kształtem zbliżone do walca. Pakiet żelaza stojana jest najczęściej wciśnięty w otwór kadłuba i wyposażony w zewnętrzne żebra wentylacyjne, łapy, skrzynkę zaciskową jest zakończony tarczami łożyskowymi. Tak złożona struktura stanowi przestrzenny układ mechaniczny o stałych rozłożonych, który jest w czasie pracy poddawany działaniu okresowych sił pochodzenia elektromagnetycznego i mechanicznego. Powierzchnia kadłuba jest cyklicznie odkształcana. Zazwyczaj dominujące są odkształcenia wymuszone siłą o częstotliwości zbliżonej do częstotliwości drgań własnych struktury stojana. Poza modalnymi formami odkształceń również formy odkształceń wibracyjnych wymuszane warunkami pracy maszyny (robocze, eksploatacyjne) są istotne w tworzeniu wibracyjnego obrazu struktury stojana.

Do eksperymentalnego określenia wibracyjnych form odkształceń stojanów maszyn elektrycznych stosuje się badania nazywane ogólnie analizą modalną. W wyniku uzyskuje się dwa, zasadniczo

różniące się warunkami powstawania, rodzaje postaci drgań struktury: formy modalne i formy odkształceń.

2. Metodyka badań form odkształceń stojana**2.1. Podstawy analiz modalnych**

Modalne (własne) formy odkształceń struktury stojana można wyznaczyć z rozwiązania macierzowego równania ruchu:

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [C]\{\dot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = 0 \quad (1)$$

gdzie: $[M]$, $[C]$, $[K]$ - macierze współczynników bezwładności, tłumienia i sztywności uogólnione dla struktury stojana lub lokalne dla jej elementów; $\{\ddot{x}(t)\}$, $\{\dot{x}(t)\}$, $\{x(t)\}$ - wektory przyspieszenia, prędkości i przemieszczenia struktury.

Jeśli do struktury stojana zostanie doprowadzona energia poprzez dynamiczne jej pobudzenie, to warunki zewnętrzne (np. konstrukcja, mocowanie) mogą sprzyjać gromadzeniu i przemieszczaniu tej energii w granicach struktury. Energia ta wywołuje wędrujące fale deformacji o częstotliwościach wynikających z rozwiązania równania (1), zwanych częstotliwościami własnymi struktury. Fale wędrujące poprzez strukturę odbijają się od jej granic, sumują i tworzą stojące fale deformacji obejmujące całą strukturę. Modalne formy odkształceń będące funkcją masy, tłumienia i współczynnika sztywności są unikalne i specyficzne dla każdej struktury. Można się więc spodziewać, że w wyniku odchyłek produkcyjnych wystąpią różnice w formach modalnych różnych egzemplarzy tego samego typu maszyny. Drgania struktury pobudzonej w sposób ciągły siłą zewnętrzną można opisać równaniem:

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [C]\{\dot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = \{f(t)\} \quad (2)$$

gdzie: $\{f(t)\}$ - wektor zewnętrznej siły lub obciążenia.

Rozwiązania równania (2) w dziedzinie czasu obrazują chwilowe odkształcenia struktury wymuszone przez zewnętrzną siłę pobudzającą. W dziedzinie częstotliwości dynamikę struktury reprezentuje transformata Fouriera:

$$\{X(j\omega)\} = [H(j\omega)]\{F(j\omega)\} \quad (3)$$

gdzie: $[H(j\omega)]$ - macierz częstotliwościowej funkcji odpowiedzi; $\{X(j\omega)\}$ - wektor transformaty Fouriera przemieszczenia drgań (odpowiedzi); $\{F(j\omega)\}$ - wektor transformaty Fouriera siły zewnętrznej.

Rzeczywista struktura stojana ma nieskończoną liczbę stopni swobody. Funkcję odpowiedzi częstotliwościowej FRF (ang. *FRF - frequency response function*), można więc wyznaczać pomiędzy dowolną liczbą par punktów (wejście-wyjście) związanych z dowolnymi parami stopni swobody. Z każdej kolejnej wyznaczonej w ten sposób funkcji FRF uzyskuje się kolejne elementy rzędów i kolumn macierzy FRF.

2.2. Analiza modalna

Analiza modalna (ang. *modal analysis - MA*), należąca do metod klasycznych [1], pozwala wyznaczyć częstotliwości drgań własnych, modalne deformacje struktur, transmitancje mechaniczne struktury odpowiadające różnym częstotliwościom. Bazuje na częstotliwościowej funkcji odpowiedzi obliczonej na postawie siły wymuszającej i wibracyjnej odpowiedzi struktury według równań (2, 3). Jedną z metod wyznaczenia FRF jest działanie na widmach:

$$H(j\omega) = \frac{G_{x,f}(j\omega)}{G_{f,f}(j\omega)} \quad (4)$$

gdzie: $G_{x,f}(j\omega)$ - uśrednione wzajemne widmo mocy pomiędzy sygnałem odpowiedzi (x) a sygnałem pobudzenia (f); $G_{f,f}(j\omega)$ - uśrednione własne widmo mocy sygnału pobudzenia (f).

Modalne parametry struktury są uzyskiwane z funkcji odpowiedzi poprzez algorytmy dopasowywania krzywych. Funkcja odpowiedzi częstotliwościowej określa w jednostkach przemieszczenia, przyspieszenia lub prędkości, w jaki sposób powierzchnia struktury reaguje na działanie sił zewnętrznych. Wartość części urojonej stanowi o modalnym przemieszczeniu lub przyspieszeniu. Wartość części rzeczywistej jest używana do określenia prędkości drgań modalnych. Dane do analizy modalnej uzyskuje się w różnych układach różniących się liczbą mierzonych sygnałów.

2.2.1. Badania modalne z jednym punktem odniesienia

Przy badaniach z jednym punktem odniesienia przetwornik drgań jest zamocowany na badanej strukturze w ustalonym punkcie odniesienia. Struktura jest pobudzana przez uderzenia młotkiem w kolejnych punktach. W metodzie tej, nazywanej SISO (ang. *single-input single-output*), punkt odniesienia należy wybierać z uwagą, gdyż uzyskuje się z niego informacje o wszystkich formach odkształceń. Nie może on, zatem być wybrany w węzle żadnej z form odkształceń. Alternatywnie można zastosować jeden wzbudnik drgań zamocowany do dobrze wybranego punktu odniesienia i jeden lub kilka przetworników pomiarowych. Jeśli zainstalowanych przetworników jest więcej niż jeden, metodę nazywa się SIMO (ang. *single-input multiple-output*). W celu uniknięcia wpływu zmiennego obciążenia masą przetworników pomiarowych przemieszczanych w czasie testu, wszystkie wyjścia powinny być mierzone jednocześnie.

W badaniach SISO jest wyznaczany tylko jeden rząd, a w badaniach SIMO tylko jedna kolumna macierzy FRF. W wielu przypadkach jest to niewystarczające. Konieczne jest zastosowanie wielu punktów odniesienia.

W pomiarach z użyciem kilku punktów odniesienia można wyznaczyć większą liczbę wierszy lub kolumn macierzy FRF. Jeśli nie jest możliwe określenie jednego punktu odniesienia odpowiedniego dla wszystkich interesujących modalnych form odkształceń, zaleca się większą liczbę punktów odniesienia. Tak jest w przypadku złożonych struktur, np. hydrogeneratorów, w których wyraźne formy odkształceń modalnych są widoczne tylko w ograniczonych częściach powierzchni (tzw. lokalne formy odkształceń).

W przypadku stojanów maszyn małej mocy badania mogą być wykonywane przy użyciu przemieszczanego młotka i jednego (SISO) lub dwóch przetworników drgań zamocowanych w punktach odniesienia. Wartości występujące w rzędach macierzy FRF mogą być mierzone sekwencyjnie przez przemieszczanie jednoosiowego przetwornika z jednego punktu do następnego. Czas badania wydłuża się w wyniku wielokrotnego montażu i demontażu przetwornika drgań. Natomiast jednoczesny pomiar wszystkich punktów odniesienia (w metodzie SIMO) wymaga dłuższego czasu przygotowania, pozwala jednak znacząco skrócić czas właściwych pomiarów oraz uzyskać większą dokładność.

2.2.2. Badania modalne z wieloma punktami odniesienia i odczytu

Rozszerzeniem testu z wieloma punktami odniesienia jest analiza oparta na jednoczesnym pobudzaniu struktury w dwóch lub więcej punktach poprzez nieskorelowane sygnały losowe i pomiarach odpowiedzi w dwóch lub więcej punktach - MIMO (ang. *multiple-input multiple-output*). Jednocześnie jest wyznaczanych wiele kolumn macierzy FRF. W stosunku do metody SIMO, test MIMO ma następujące zalety:

- Energia pobudzenia może być równomiernie rozłożona w przestrzeni struktury o dużych wymiarach, co stanowi też zaletę przy badaniach struktur o wysokich współczynnikach tłumienia oraz wykazujących lokalne formy odkształceń wymagające pobudzenia wielopunktowego.
- Rozkład przestrzenny energii w strukturze przy pobudzeniu wielopunktowym obniża poziom siły w kolejnych punktach, przez co

zmniejsza się ryzyko oszacowania FRF na podstawie nieliniowych własności struktury.

- Przy zastosowaniu wielokrotnie mniejszych wzbudników zamiast jednego większego, struktura jest obciążona mniejszą masą dodatkową, przez co zmniejsza się jej wpływ na częstotliwości rezonansowe struktury.
- Jednoczesne użycie wielu wzbudników oraz wielokrotnych przetworników zmniejsza czas trwania badań właściwych, choć wydłuża prace przygotowawcze.

Przy wykonywaniu analizy MIMO należy dążyć do zmniejszenia sprzężenia mechanicznego między wzbudnikami, co przy badaniu maszyny małej mocy może być trudne do zrealizowania.

2.3. Eksploatacyjna analiza modalna

Wymuszenia, jakim są poddawane maszyny elektryczne w warunkach eksploatacji maszyny elektryczne są zupełnie inne w zakresie przebiegu czasowego, rozkładu przestrzennego i amplitudy niż można zrealizować w warunkach laboratoryjnych. Najnowszą metodą w badaniach modalnych maszyn elektrycznych jest eksploatacyjna analiza modalna - OMA (ang. *operational modal analysis*), która bazuje tylko na pomiarach odpowiedzi, traktując zewnętrzne siły wymuszające w warunkach normalnej pracy - ruchu maszyny, jako niemierzone wejście. Metoda OMA jest od niedawna używana zamiast tradycyjnej analizy modalnej do dokładnej identyfikacji modalnej maszyn w bieżących warunkach eksploatacyjnych oraz w przypadku, kiedy trudne jest sztuczne pobudzenie struktury. Warunkiem jej wykonania jest ustalony stan pracy maszyny, który określa się na podstawie braku zmian widma własnego mocy sygnału. Metody identyfikacji eksploatacyjnej modeli modalnych realizuje się na bazie estymatorów wielkości modalnych: korelacji własnej i wzajemnej sygnałów, funkcji autoregresji dla sygnałów odpowiedzi i podprzestrzeni stochastycznej. Najbardziej znane metody to:

- SSI (ang. *stochastic subspace identification*) [1], w której dopasowuje się model sformułowany dla czasu dyskretnego w dziedzinie czasu do pomiarowych danych czasowych;
- FDD (ang. *frequency domain decomposition*) [1], gdzie obliczenia oparte są na odpowiednich funkcjach pojedynczych stopni swobody, które są znormalizowanymi funkcjami autokorelacji w dziedzinie czasu;
- LSCE (ang. *least squares complex exponential*) [2], w której aproksymuje się przebieg funkcji korelacji sumą zanikających wykładniczo funkcji harmonicznych;
- BR (ang. *balanced realisation*) oraz CVA (ang. *canonical variety analysis*) [2] należące do grupy metod sformułowanych w podprzestrzeni stochastycznej.

Techniki SSI dają najbardziej dokładne wyniki, ale jednocześnie wymagają większego nakładu pracy oraz dłuższego czasu obliczeń. Główne cechy analizy OMA to:

- Możliwość testowania struktur, których pobudzenie przez zewnętrzne siły jest niemożliwe lub trudne do wykonania, a wartość siły pobudzającej nie może być dokładnie zmierzona, przez co wykonanie klasycznej analizy modalnej jest niewykonalne;
- Pomiary są w warunkach rzeczywistej pracy, w których zapewnione są prawdziwe warunki graniczne struktury (np. mocowanie, sprzęgła) i rzeczywiste poziomy sił oraz drgań;
- Testowanie może być wykonane na miejscu zainstalowania maszyny i równoległe z innymi badaniami;
- Nie są wymagane ani wzbudniki ani młotki pomiarowe;
- Dla weryfikacji poprawności uzyskanych modeli zaleca się równoległe użycie różnych technik w dziedzinie czasu i częstotliwości [1];
- Prosta procedura pomiarów, lecz przy jednoczesnym pomiarze wszystkich odpowiedzi - wysokie koszty wielokanałowego oprzyrządowania i oprogramowania oraz długi czas mocowania wielu przetworników;

- Wyznaczony model zawiera niewyskalowane formy drgań własnych struktury.

2.4. Badania eksploatacyjnych form odkształceń

2.4.1. Dynamiczne odkształcenia konstrukcji

W praktyce badań wibroakustycznych maszyn elektrycznych, oprócz form drgań własnych, niezbędne jest określenie dynamicznego odkształcenia konstrukcji na skutek działających na nią wymuszeń eksploatacyjnych. Do wizualizacji (animowania geometrii) drgań struktury powstających w wyniku rzeczywistych warunków pracy - eksploatacji maszyny, wyznacza się eksploatacyjne formy odkształceń - ODS (ang. *operational deflection shapes*). W przeciwieństwie do form modalnych, formy odkształceń w takich warunkach zależą od zewnętrznych sił pobudzających i aktywnego obciążenia struktury. Jeśli widmo drgań zawiera dominujące dyskretne częstotliwości, można wyznaczyć i animować formy odkształceń struktury dla tych częstotliwości. Odkształcenia eksploatacyjne struktury można określić z rozwiązania równania (4):

$$\{ODS(j\omega_0)\} = [H(j\omega_0)]\{F(j\omega_0)\} \quad (5)$$

które stanowi wymuszoną odpowiedź struktury dla danej częstotliwości ($j\omega_0$). Wykonując odwrotną transformatę Fouriera (FFT^{-1}) obu stron równania (5) otrzymuje się czasową „animację” odkształceń struktury:

$$\{ODS(t)\} = FFT^{-1}\{[H(j\omega)]\{F(j\omega)\}\} \quad (6)$$

Równania (5, 6) stanowią klasyczną definicję ODS w dziedzinie częstotliwości i czasu [3]. Z ODS można określić tylko względne amplitudy i fazy pomiędzy sygnałami uzyskiwanymi z różnych punktów pomiarowych

Eksploatacyjne formy odkształceń mogą być określane z wielu odpowiedzi struktury w dziedzinie czasu oraz wielu różnych innych typów pomiarów w dziedzinie częstotliwości, w tym z widma liniowego FFT, wzajemnego i własnego widma mocy, funkcji odpowiedzi częstotliwościowej (FRF) oraz transmitancji.

2.4.2. Wyskalowane eksploatacyjne formy odkształceń

W celu uzyskania wyskalowanych (zwymiarowanych) eksploatacyjnych form odkształceń wyznacza się specjalnie zdefiniowaną funkcję przejścia nazwaną ODS FRF [3]. Pomiary wykonuje się za pomocą jednego przetwornika odniesienia i kilku zamocowanych lub przemieszczanych przetworników pomiarowych. Wyznaczana jest amplituda i faza dla każdego punktu pomiarowego względem punktu odniesienia. Do sprawdzania poprawności pomiarów stosuje się funkcję koherencji.

Analizę eksploatacyjnych form odkształceń można wykonać przeprowadzając działania na widmach. Wzajemne widmo mocy zawiera fazę względną pomiędzy dwoma odpowiedziami a widmo własne zawiera dokładną amplitudę jednej z odpowiedzi. Wyznacza się wzajemne widmo mocy pomiędzy każdym sygnałem odpowiedzi a sygnałem odpowiedzi odniesienia. Każdy punkt ODS FRF jest tworzony poprzez zamianę amplitudy każdego widma wzajemnego z widmem własnym odpowiedzi [3]. Wzór działania na widmach opracowany i sprawdzony w [4, 5] dla tej operacji można zapisać następująco:

$$\{ODSFRF(j\omega)\} = \frac{G_{o,x}(j\omega) \cdot G_{x,x}(j\omega)}{|G_{o,x}(j\omega)|} \quad (7)$$

gdzie: $G_{o,x}(j\omega)$ - uśrednione wzajemne widmo mocy pomiędzy sygnałem odniesienia a sygnałem odpowiedzi w punkcie x; $G_{x,x}(j\omega)$ - uśrednione własne widmo mocy sygnału odpowiedzi w punkcie x.

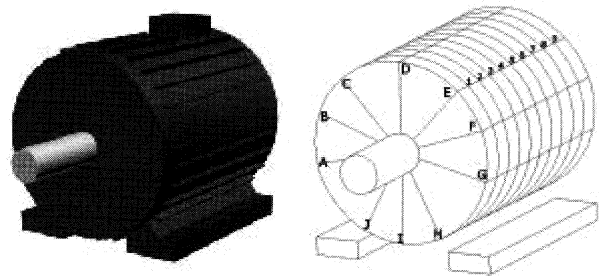
Główne cechy analizy ODS FRF to:

- Pomiary mogą być wykonywane podczas warunków rzeczywistej pracy, w których zapewnione są prawdziwe warunki graniczne struktury (np. mocowanie, sprzęgła) i rzeczywiste poziomy sił;
- Badanie może być wykonane na miejscu zainstalowania maszyny;
- Nie są wymagane ani wzbudniki ani młotki pomiarowe;

- Prosta procedura pomiarów, niskie koszty oprzyrządowania i oprogramowania dla badań dwukanałowych;
- Konieczność zapewnienia w trakcie badań ustalonych warunków pracy maszyny, np. zasilania, obciążenia, temperatury stojana;
- Uzyskuje się wyskalowane formy odkształceń zawierające zarówno formy modalne związane z występującymi w czasie pracy maszyny rezonansami, jak i pozostałe formy odkształceń powstające w wyniku działania elektromagnetycznych i mechanicznych sił wymuszających.

3. Przykłady zastosowania metod badań

Dla ilustracji zastosowania wybranych metod badań modalnych przedstawiono przykładowe wyniki pomiarów silnika indukcyjnego klatkowego o mocy 5,5 kW produkcji czołowego europejskiego wytwórcy. Do badań drgań struktury stojana z powierzchni zewnętrznej kadłuba usunięto część żeber wentylacyjnych oraz przygotowano płaszczyznę do montażu piezoelektrycznych przetworników drgań. Oznaczenie 90-ciu punktów pomiarowych przedstawiono na rys. 1. Wyznaczanie ODS FRF wykonano dla zawieszono sprężysto silnika biegnącego jałowego.



Rys. 1. Lokalizacja i oznaczenie 90-ciu punktów (płaszczyzn i linii) pomiarowych na powierzchni kadłuba

Fig. 1. Location of 90 vibration measurement points on the motor's outer stator surface

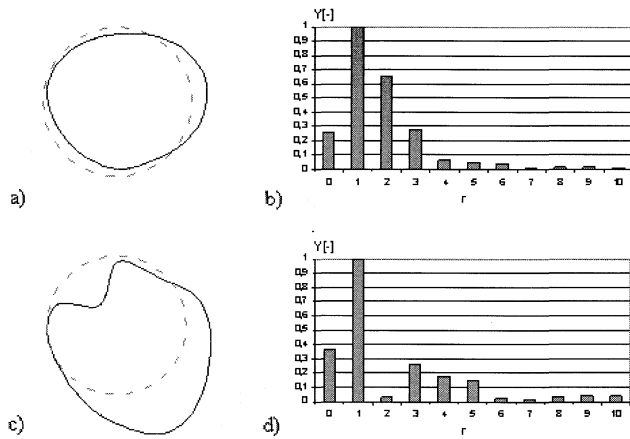
W ramach analizy modalnej przy użyciu dwukanałowego analizatora FFT (typ 2144 Brüel&Kjær) przy pobudzeniu za pomocą młotka pomiarowego stosując metodę SISO wyznaczono częstotliwościową funkcję odpowiedzi (FRF) stojana silnika.

Eksploatacyjne formy odkształceń wyznaczono również przy użyciu ww. dwukanałowego analizatora z jednym punktem (sygnałem) odniesienia. Uzyskano rozkłady parametrów modalnych i eksploatacyjnych struktury w funkcji dwóch wymiarów - wzdłuż obwodu i tworzącej kadłuba silnika.

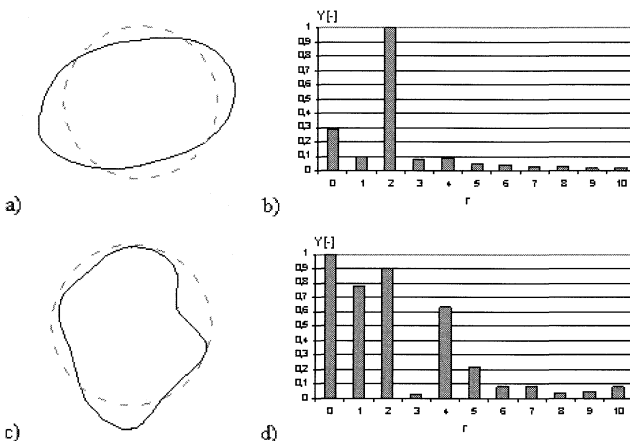
Porównanie modalnej i eksploatacyjnej formy odkształceń kadłuba dla częstotliwości 900 Hz przedstawia rys. 2. Do obiektywnej oceny widocznych różnic kształtu formy modalnej i eksploatacyjnej wykonano ich dekompozycję za pomocą dyskretnej transformaty Fouriera. Wyniki wskazują, że własna forma drgań stojana o dominujących rzędach $n=1, 2$ zmienia się w trakcie ruchu maszyny w formę rzędu $n=1$ z nieznacznym udziałem rzędu $n=0$.

Podobne porównanie modalnej i eksploatacyjnej formy odkształceń kadłuba, w tym przypadku dla rezonansowej częstotliwości 1232 Hz, przedstawiono na rys. 3. Modalna (własna) obwodowa forma odkształceń zawiera jedną „czystą” dominującą falę rzędu $n=2$. Natomiast w warunkach ruchu maszyny forma odkształceń jest złożona z fal rzędów $n=0, 1, 2, 4$.

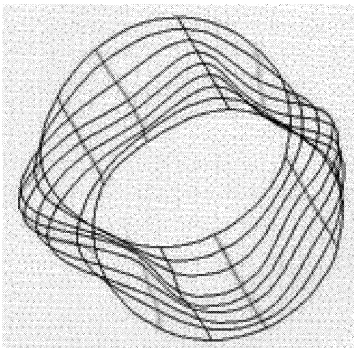
Przykładową przestrzenną eksploatacyjną formę odkształceń przedstawiono na rys. 4. Forma ta o częstotliwości 100 Hz (dalekiej od rezonansu struktury stojana) jest wywołana naprężeniem Maxwella od podstawowej składowej pola w szczelinie powietrznej o liczbie biegunów 2p, która dla badanego silnika o 2p=4 powinna mieć rząd $n=2p=4$. Rys. 4 potwierdza wystąpienie odkształcenia z czterema parami węzłów i maksimów. Jednocześnie wskazuje, że odkształcenia te wymuszane na długości pakietu są tłumione przez tarcze łożyskowe.



Rys. 2. Wyniki badań modalnych kadłuba silnika klatkowego o mocy 5,5 kW przy tarczy łożyskowej (punkty A1, B1, ... J1 - rys. 1) dla częstotliwości 900 Hz: a) modalna obwodowa forma odkształceń (MA - SISO) i b) wynik jej dekompozycji; c) eksploatacyjna obwodowa forma odkształceń i d) wynik jej dekompozycji
Fig. 2. Results of modal investigations of 5.5 kW motor's frame for 900 Hz near bearing shields (points A1, B1, ... J1 - fig. 1): a) modal circumferential deflection shape (MA - SISO) and b) result of its decomposition; c) operational circumferential deflection shape (OSD RFR) and d) result of its decomposition.



Rys. 3. Wyniki badań modalnych kadłuba silnika klatkowego o mocy 5,5 kW w środku długości kadłuba (punkty A6, B6, ... J6 - rys.1) dla częstotliwości rezonansowej 1232 Hz: a) modalna obwodowa forma odkształceń (MA - SISO) i b) - wynik jej dekompozycji; c) eksploatacyjna obwodowa forma odkształceń (OSD RFR) i d) - wynik jej dekompozycji.
Fig. 3. Results of modal investigations of 5.5 kW motor's frame in middle of frame's length for resonance frequency 1232 Hz, (points A6, B6, ... J6 - fig.1): a) modal circumferential deflection shape (MA - SISO) and b) result of its decomposition; c) operational circumferential deflection shape (OSD RFR) and d) result of its decomposition.



Rys. 4. Przestrzenna siatka eksploatacyjnej formy odkształceń kadłuba dla dalekiej o rezonansu częstotliwości 100 Hz wyznaczona dla silnika o mocy 5,5 kW, 2p=4
Fig. 4. Spatial ODS FRF results for the no-resonant frequency 100 Hz for 5.5 kW, 2p=4 motor

4. Wnioski

W wyniku przeprowadzonego porównania cech i przykładów zastosowania eksperymentalnych metod wyznaczania form odkształceń kadłuba silników można stwierdzić, że najbardziej odpowiednią do oceny własności wibroakustycznych maszyn elektrycznych w stanach ustalonych jest metoda ODS FRF prowadząca do wyznaczenia zwymiarowanych eksploatacyjnych form odkształceń. Za pomocą tej metody uzyskuje się przestrzenny obraz odpowiedzi struktury na pobudzenie siłami występującymi podczas pracy maszyny. Obraz ten odwzorowuje zarówno własności mechaniczne struktury w obszarach rezonansów, jak i poza nimi a także spektrum sił wymuszających.

Opracowane w [4, 5] działanie na widmach (7) pozwala na wyznaczenie eksploatacyjnych form odkształceń jednocześnie dla całego zakresu pomiarowego częstotliwości.

Badania można wykonywać za pomocą relatywnie niedrogiego zestawu dwukanałowego analizatora FFT i dwóch przetworników drgań. W badaniach tych należy jednak zwrócić uwagę na zachowanie ustalonych warunków pracy maszyny - temperatura, zasilanie, obciążenie itp.

Znacznie droższy wielokanałowy system akwizycji danych z wieloma przetwornikami drgań zapewnia wyższą dokładność pomiarów w przypadku quasi-stacjonarnych stanów maszyny. W badaniach za pomocą tego systemu wydłuża się czas przygotowania obiektu i skonfigurowania systemu do badań, lecz znacznie skraca czas wykonania testu. W rezultacie całkowity czas wykonania pełnego cyklu pomiarów dla 90 punktów pomiarowych przy zastosowaniu dwukanałowego i wielokanałowego testu jest zbliżony i wynosi ok. 10 godzin.

W wyniku przeprowadzonych badań wykazano, że „czyste” modalne obwodowe formy odkształceń kadłuba są zastępowane w czasie pracy maszyny przez eksploatacyjne formy charakteryzujące się bardzo złożonymi kształtami.

Uzyskane z dekompozycji wyniki pozwoliły ustalić, że siły o częstotliwości znacznie różniącej się od częstotliwości drgań własnych struktury wymuszają obwodowe formy drgań zawierające składową dominującą oraz dodatkowe wyższe i/lub niższe rzędy form. Natomiast przy częstotliwościach rezonansowych i w ich pobliżu, eksploatacyjne formy obwodowe mają dominującą ale nie „czystą” składową.

Opracowanie tego artykułu było częściowo finansowane przez Komitet Badań Naukowych w ramach projektu nr 4T10a 07622.

Literatura

- [1] Testy modalne - klasyczna i operacyjna analiza modalna, Brüel&Kjær Magazine nr 1, 2003.
- [2] T. Uhl, W. Lisowski: Eksploatacyjna analiza modalna, Wyd. Kat. Dyn. Maszyn i Robotyki AGH Kraków 1999.
- [3] M.H. Richardson: Is it a mode shape, or an Operating deflection Shape?, Sound & Vibration Magazine 30th Anniversary Issue, 1997.
- [4] D. Karkosiński, M. Wołejko: Wibracyjne formy odkształceń stojanów silników indukcyjnych, 39th International Symposium on Electrical Machines Gdańsk-Jurata, 9-11 June 2003, CD-ROM, Proceedings - Summaries.
- [5] D. Karkosiński, I. Mosoń, J. Nieznański, M. Wołejko: Stator Deflection Shapes of electrical motors as a source of acoustic noise, International Conference on Clean, Efficient & Safe Urban Transport CESURA'03 Gdańsk, 4-6 June 2003, CD-ROM.

Title: Measurement Methods of Electric Machines' Stator Vibrational Shapes