

Pomiarowa analiza drgań tarcz łożyskowych silników asynchronicznych laserem skanującym SLDV

Łukasz Łudziński, Damian Zieliński

Katedra Inżynierii Elektrycznej Transportu, Wydział Elektrotechniki i Automatyki, Politechnika Gdańska

Streszczenie: Artykuł przedstawia analizę pomiarową tarcz łożyskowych silników asynchronicznych badanych przy wykorzystaniu lasera skanującego SLDV (Scanning Laser Doppler Vibrometer) na przykładzie urządzenia Polytec PSV-400. Przedstawiono istotę problemu drgań wibroakustycznych małych silników asynchronicznych powszechnie spotykanych w przemyśle. Przedstawione zostały teoretyczne wyliczone reluktancyjne składowe naprężeń promieniowych oddziaływujące na kadłub stojana i sposób przenoszenia drgań na tarcze łożyskowe. Udowodniono poprawność obliczeń oraz skuteczność wykonanych pomiarów, zalety stosowania lasera skanującego, gdzie przedstawiono możliwości wynikające z zastosowania laserowego urządzenia skanującego. Użytkowano widma drgań tarcz łożyskowych, kadłuba stojana w pobliżu zamka z tarczą łożyskową oraz eksploatacyjne obrazy (ODS) tarcz łożyskowych.

Słowa kluczowe: silnik elektryczny, tarcza łożyskowa, drgania, laser skanujący SLDV, Polytec PSV-400

W dzisiejszych czasach najczęściej stosowanymi silnikami elektrycznymi w przemyśle są silniki asynchroniczne klatkowe, charakteryzujące się dużą niezawodnością wynikającą ze zwartej walcowej i prostej konstrukcji, braku elementów ciernych, jakimi są szczotki i klatkowej budowie wirnika. U podstaw walca, który jest obudową silnika znajdują się tarcze łożyskowe, na których za pośrednictwem łożysk opiera się wirnik silnika. Tarcze łożyskowe pasowane są na kadłubie za pomocą pasujących do siebie wytoczeń na styku kadłuba i tarczy oraz skręcane i dociskane najczęściej za pomocą trzech śrub dla jednej tarczy w przypadku małych silników.

1. Wprowadzenie

Problem hałasu i drgań w silnikach asynchronicznych zaczął być rozpatrywany od 1917 r., kiedy to Rosenberg [1] wyznaczył siłę naciągu magnetycznego będącą jedną z głównych przyczyn występowania drgań. W wielu pracach i badaniach prowadzonych na dużych silnikach asynchronicznych stwierdzono mało znaczący wpływ drgań i hałasu emitowanego przez tarcze łożyskowe, przez co fakt drgań tarcz był często pomijany przy silnikach małej mocy, a okazuje się, że drgania tarcz w tym przypadku są znaczące i mają znacznie większy udział procentowy w emitowaniu hałasu niż w silnikach dużych mocy. Dopiero w najnowszych badaniach [2] wskazano na znaczący udział zjawisk drgań wibroakustycznych tarcz łożyskowych dla silników małej mocy.

Rozwój techniki wpływa na tworzenie nowych metod badawczych. Dotychczas w wielu badaniach wykorzystywano akcelerometry i mikrofony, dziś mamy możliwość badania bezdotykowego bezpośrednio drgającej powierzchni dzięki wykorzystaniu laserów skanujących. Biorąc pod uwagę powyższe aspekty, jakimi są braki wiedzy naukowej w dziedzinie drgań tarcz łożyskowych oraz nowe możliwości badań zdaje się celowym i zasadnym prowadzenie badań w tym kierunku.

2. Składowe widma drgań

W badaniach szczególną uwagę zwrócono na zależności drgań wymuszonych naprężeniami magnetycznymi. Na drgania tarcz łożyskowych małych silników asynchronicznych duży wpływ mają szerokopasmowe naprężenia promieniowe będące wynikiem oddziaływań reluktancyjnych. Przy zasilaniu sieciowym największą amplitudę uzyskuje składowa wywołana główną falą pola, a zapis fal promieniowych naprężeń reluktancyjnych ma postać [3]:

$$\begin{aligned}
 b^2(\theta, t) = & 0,5B_p^2 \cos(2p\theta - 2\omega_1 t - 2\phi_0) \\
 & + 0,5 \sum_v B_v \cos(2v\theta - 2\omega_v t - 2\phi_v) \\
 & + 0,5 \sum_\mu B_\mu \cos(2\mu\theta - 2\omega_\mu t - 2\phi_\mu) \\
 & + \sum_{v_1, v_2} B_{v_1} B_{v_2} \cos[(v_1 + v_2)\theta - (\omega_{v_1} + \omega_{v_2})t - (\phi_{v_1} + \phi_{v_2})] \\
 & + \sum_{v_1, v_2} B_{v_1} B_{v_2} \cos[(v_1 - v_2)\theta - (\omega_{v_1} - \omega_{v_2})t - (\phi_{v_1} - \phi_{v_2})] \\
 & + \sum_{\mu_1, \mu_2} B_{\mu_1} B_{\mu_2} \cos[(\mu_1 + \mu_2)\theta - (\omega_{\mu_1} + \omega_{\mu_2})t - (\phi_{\mu_1} + \phi_{\mu_2})] \\
 & + \sum_{\mu_1, \mu_2} B_{\mu_1} B_{\mu_2} \cos[(\mu_1 - \mu_2)\theta - (\omega_{\mu_1} - \omega_{\mu_2})t - (\phi_{\mu_1} - \phi_{\mu_2})] \\
 & + \sum_v \sum_\mu B_v B_\mu \cos[(v + \mu)\theta - (\omega_v + \omega_\mu)t - (\phi_v + \phi_\mu)] \\
 & + \sum_v \sum_\mu B_v B_\mu \cos[(v - \mu)\theta - (\omega_v - \omega_\mu)t - (\phi_v - \phi_\mu)]
 \end{aligned} \tag{1}$$

gdzie: B_v – amplituda harmonicznej pola stojana, B_μ – amplituda harmonicznej pola wirnika, v – liczba par biegunów wyższej harmonicznej pola stojana, współczynnik Poissona, μ – liczba par biegunów wyższej harmonicznej pola wirnika, ω , ω_μ – częstość harmonicznej pola wirnika i stojana, ϕ_v , ϕ_μ – kąt przesunięcia fazowego harmonicznej stojana i wirnika.

Wzór (1) zawiera zależności oddziaływania pól wirnika i stojana, ich sum i różnicy składowych. Największe amplitudy drgań wymuszone są naprężeniami o niskiej częstotliwości i małej liczbie węzłów na obwodzie. Siły te powodują

naprężenia w szerokim paśmie częstotliwości, a częstotliwości głównych składowych tych naprężeń uzyskuje się za pomocą wzorów [2]:

$$f = f_1 \left[\frac{g_2 Z_2}{p} (1-s) \right] \quad (2.1)$$

$$f = f_1 \left[\frac{g_2 Z_2}{p} (1-s) + 2 \right] \quad (2.2)$$

$$f = f_1 \left[\frac{g_2 Z_2}{p} (1-s) + 4 \right] \quad (2.3)$$

$$f = f_1 \left[\frac{g_2 Z_2}{p} (1-s) + 6 \right] \quad (2.4)$$

$$f = f_1 \left[(g_2 Z_2 \pm 1) \frac{1-s}{p} \right] \quad (2.5)$$

$$f = f_1 \left[(g_2 Z_2 \pm 1) \frac{1-s}{p} + 2 \right] \quad (2.6)$$

$$f = f_1 \left[(g_2 Z_2 \pm 1) \frac{1-s}{p} + 4 \right] \quad (2.7)$$

$$f = f_1 \left[(g_2 Z_2 \pm 1) \frac{1-s}{p} + 6 \right] \quad (2.8)$$

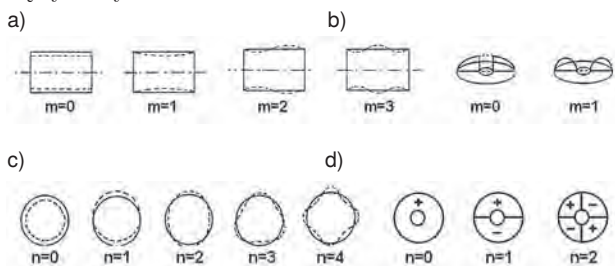
gdzie: $g_2 = 0, \pm 1, \pm 2, \pm 3, \dots$, f_1 – częstotliwość zasilania, Z_2 – liczba żłobków wirnika, s – poślizg silnika asynchronicznego, p – liczba par biegunów silnika.

Ze wzorów (2.1–2.8) otrzymuje się nieskończony zakres częstotliwości, ale tylko dla częstotliwości niskiego rzędu amplituda naprężeń powoduje istotne drgania i zjawiska wibroakustyczne. Wraz ze wzrostem liczby g^2 rośnie częstotliwość naprężenia a amplitudy drgań stają się nieznaczące. Dla biegu jałowego silnika asynchronicznego poślizg staje się bliski zeru, a silnik pracuje z częstotliwością niemal równą częstotliwości synchronicznej. Dla takiego przypadku przy zasilaniu sieciowym dla silnika o dwóch parach biegunów i liczbie żłobków wirnika równej $Z_2 = 28$ po przeliczeniu za pomocą wzorów (2.1–2.8) otrzymuje się następujące częstotliwości:

$$f = 25, 100, 125, 200, 225, 300, 325, 675, 700, 725, 775, 800, 825, 875, 900, 925, 975, 1000, 1025, 1375, 1400, 1425, 1475, 1500, 1525, 1575, 1600, 1625, 1675, 1700, 1725, \dots \quad (3)$$

Naprężenia promieniowe oddziałują bezpośrednio na kadłub, a następnie przez zamek i łożysko przenoszą się na tarcze łożyskowe, powodując ich osiowe drgania. Korpus stojana silnika jest znacznie mniej zwarty konstrukcyjnie niż sam wirnik dlatego to właśnie naprężenia przenoszone przez zamek tarczy mają największy wpływ na osiowe drgania tarczy łożyskowej, zaś wirnik wraz z łożyskiem tocznym redukuje drgania tarczy rzędu $n=0$ przez ściśle spasowanie w kierunku osiowym. Odwrotna sytuacja będzie miała miejsce przy drganiach tarczy dla rzędu $n=1$, gdzie mniejsze możliwości ruchu w kierunku promieniowym ma łożysko ślizgowe i wówczas dla łożyska ślizgowego tłumienie będzie

skuteczniejsze. Potwierdzeniem tego założenia będą wyniki pomiarów wykonane przy użyciu łożyska ślizgowego, które ze względu na swoją konstrukcję nie ma możliwości przytrzymania tarczy w kierunku osiowym. Dominującą formą odkształcenia dla tarcz jest forma promieniowa rzędu $m=0$ oraz obwodowa rzędu $n=0$ i $n=1$. Odkształcenia stojana symetryczne względem osi silnika niepowodujące przesunięcia geometrycznego środka stojana skutkują obwodowym drganiem tarczy rzędu $n=0$. Taka forma drgająca tarczy bierze się z powodu skrócenia silnika wzdłuż osi na skutek jego promieniowych odkształceń korpusu stojana. Istotne są odkształcenia promieniowe stojana rzędów $n=0, 2, 3, 4, \dots$, a dla korpusu $n=1$ efektem jest forma obwodowa odkształcenia tarczy rzędu $n=1$ ze względu na niesymetryczne odkształcenie korpusu stojana względem osi i przesunięcie geometryczne środka stojana. Zasada sprawdza się przy odkształceniach wzdłużnych stojana rzędu $m=1$. Dla odkształceń wzdłużnych stojana rzędu powyżej $m=1$ istotna staje się symetryczność odkształcenia w czasie.



Rys. 1. Rodzaje odkształceń dla stojana oraz tarczy łożyskowej: a) promieniowe stojana, b) obwodowe tarczy, c) wzdłużne stojana, d) promieniowe tarczy

Fig. 1. Kinds of deflections for the frame and the bearing shield: a) radial deflection of the frame, b) circumferential deflection of the bearing shield, c) longitudinal deflection of the frame, d) radial deflection of the bearing shield

3. Metodyka badań

3.1. Sposób pomiarów

Rozwój techniki umożliwia badania drgań przy wykorzystaniu nowych urządzeń. Do niedawna najlepszą metodą zobrazowania eksploatacyjnych form wibroakustycznej aktywności tarcz łożyskowych ODS (ang. *operational deflection shapes*) były badania przy wykorzystaniu akceleratorów i mikrofonów oraz zastosowaniu metody RORO (ang. *Rotating-Output Reference-Output*). Dziś metodę RORO można stosować wykorzystując lasery skanujące powierzchnię, jakim m.in. jest urządzenie Polytec PSV-400 (rys. 2).

Laser skanujący PSV-400 umożliwia pomiary drgań w zakresie częstotliwości 0–80 kHz oraz mierzy prędkości drgań od 0,01 $\mu\text{m/s}$ do 10 m/s. Laser wykorzystuje spolaryzowane światło z zakresu widma czerwonego o długości fali 633 nm. Jednorazowo laser skanuje powierzchnię tylko w jednym punkcie, z tego powodu przy wykorzystaniu programu narzędziowego wyznacza się siatkę pomiarową na powierzchni tarczy. W tym przypadku dla uzyskania rzeczywistego odzwierciedlenia jakościowego i ilościowego drgań powierzchni tarczy wyznaczono siatkę pomiarową złożoną z 80 punktów pomiarowych (rys. 3) rozmieszczonych po okręgach z taką samą liczbą na każdym okręgu zakładając, że drgania po-



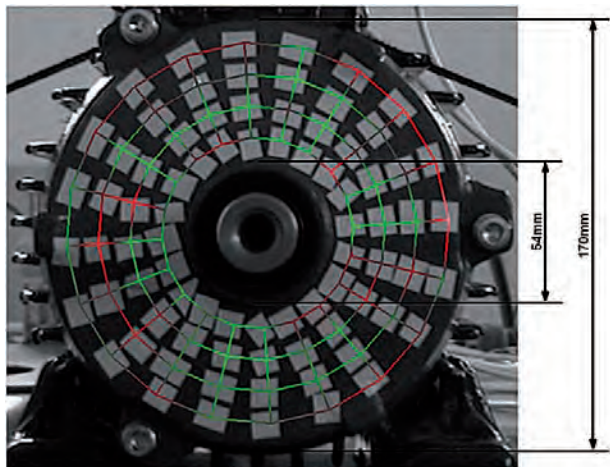
Rys. 2. Laser skanujący Polytec PSV-400 [4]

Fig. 2. Polytec PSV-400 scanning laser [4]

wierzchni będą miały charakter promieniowy oraz ze względu na kształt tarczy.

Czas pomiaru zależy od zakresu częstotliwości oraz rozdzielczości. Pomiar musi odbywać się w pomieszczeniu bez innych źródeł dźwięku, ponieważ urządzenie jest tak czułe, iż mierzy nawet drgania wywołane dźwiękiem odbijającym się od powierzchni mierzonej. Oprogramowanie narzędziowe pozwala na dokonywanie pomiarów oraz analizę FFT w badanym zakresie częstotliwości. Po wykonaniu pomiarów można prześledzić badane widmo zarówno dla pojedynczych punktów, jak i przeanalizować uśrednione widmo dla całej badanej powierzchni ze wszystkich punktów pomiarowych. Oprogramowanie narzędziowe umożliwia też uzyskanie obrazów drgań eksploatacyjnych badanych powierzchni. Wbudowany generator pozwala wybrać podstawę czasu, do której laser będzie synchronizował swoje pomiary.

W przypadku form eksploatacyjnych tarcz łożyskowych silników asynchronicznych wymagane jest użycie czujnika referencyjnego w postaci akcelerometru, w tym przypadku firmy Bruel&Kjaer typ 4508 – 99 mV/g. Pomiar za pomocą



Rys. 3. Widok siatki pomiarowej na tarczy łożyskowej silnika

Fig. 3. Test point arrangement at motor bearing shield

lasera przy wykorzystaniu referencji, stosowane oprogramowanie pozwala bezpośrednio mierzyć i wyświetlać eksploatacyjne formy odkształceń ODS (ang. *Operational Deflection Shapes*), które są ściśle skorelowane z emitowanym hałasem podczas eksploatacji. System jednocześnie mierzy prędkości w wyznaczonych punktach i synchronizuje się za pomocą sygnału odniesienia (referencji) w całym zakresie mierzonych częstotliwości. Czujnik referencyjny jest potrzebny tylko do synchronizacji w fazie, a jego wyskalowanie czy poziom sygnału jest pomijalny, ważne jest tylko aby sygnał odniesienia mieścił się w wybranym zakresie dla wejścia układu akwizycji danych. Jest to duże uproszczenie w stosunku do tradycyjnych metod wymagających dużej ilości obliczeń i wyznaczenia wzajemnych widm mocy pomiędzy sygnałem zmierzonym oraz widma własnego mocy sygnału zmierzonego.

3.2. Metody analizy

Pomiary eksploatacyjnych form odkształceń można wykonać przy pomocy jednego czujnika odniesienia oraz wędrującego czujnika pomiarowego lub kilku czujników pomiarowych. Ze względu na ten fakt dokonano podziału na dwie metody RORO (ang. *Roving Output, Reference Output*) i MORO (ang. *Multiple Output, Reference Output*). Metody mają swoje zalety i wady. Główną wadą metody MORO jest potrzeba wielokanałowego systemu akwizycji danych, co wiąże się z wysokimi kosztami sprzętu pomiarowego. Metoda RORO jest tańsza i wymaga tylko 2-kanałowego systemu akwizycji danych dla wędrującego czujnika pomiarowego oraz dla czujnika odniesienia (referencji). Wadą metody jest potrzeba zapewnienia powtarzalności i stałych warunków pracy.

Sposoby wyznaczania eksploatacyjnych form odkształceń są różne, najlepsze wyniki dają wyskalowane formy odkształceń przy użyciu funkcji przejścia ODSFRF, której poprawny zapis ukazał się dopiero w literaturze w roku 2003 [5]:

$$\{ODSFRF(j\omega)\} = \frac{G_{r,x}(j\omega) \cdot \sqrt{G_{x,x}(j\omega)}}{|G_{r,x}(j\omega)|} \quad (4)$$

gdzie: $G_{r,x}$ – uśrednione wzajemne widmo mocy między sygnałami odniesienia i odpowiedzi w punkcie x , $G_{x,x}$ – uśrednione własne widmo mocy sygnału odpowiedzi w punkcie x .

Analizę eksploatacyjnych form odkształceń wykonuje się operując na widmach. Zgodnie ze wzorem (4) potrzebne jest wzajemne widmo mocy (informacja o fazie) oraz widmo własne odpowiedzi w danym punkcie pomiarowym (informacja o amplitudzie dla danego punktu pomiarowego).

Pomiar przy pomocy laserów skanujących jest wykonywany jednocześnie dla wszystkich punktów, w ustalonych warunkach pracy maszyny. Skaner dokonuje pomiarów prędkości drgań powierzchni w wyznaczonych punktach pomiarowych synchronizując się na podstawie wewnętrznego zegara służącego za sygnał referencji lub na podstawie drugiego sygnału referencyjnego umieszczonego na mierzonej powierzchni. Uwzględniając fakt, iż referencja jest potrzebna tylko do uzyskania fazy, a amplituda jest uzyskiwana z samego pomiaru, można przyjąć, że jest to metoda zbieżna z metodą ODSFRF, którą można zdefiniować wprost [6]:

$$ODSFRF_i = |X_i| e^{j\omega(\varphi_i - \varphi_r)} \quad (5)$$

gdzie: $|X_i|$ – amplituda sygnału odpowiedzi w danym punkcie, $e^{j\omega(\varphi_i - \varphi_r)}$ – przesunięcie fazowe między sygnałem odpowiedzi w punkcie pomiarowym i oraz sygnałem referencyjnym.

Mimo innego sposobu pomiarów i analizy, obie metody pozwalają uzyskać równie dobre obrazy, jednak tradycyjna metoda ODSFRF jest obciążona większym ryzykiem błędu, wymaga uśrednień pomiarów i sprawdzania poprawności pomiarów ze względu na ryzyko występowania błędów przypadkowych, czego nie doświadczamy przy laserze skanującym.

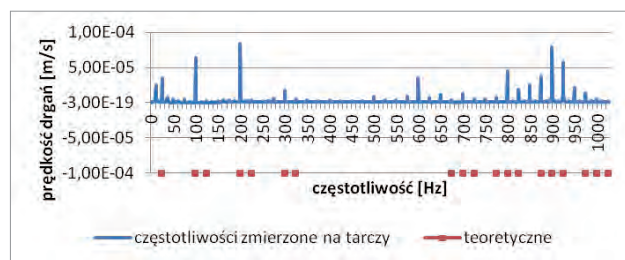
4. Wyniki i analiza pomiarowa

4.1. Widma odpowiedzi

Omówione badania wykonano na silniku 2,2 kW o dwóch parach biegunów zasilanego z sieci o częstotliwości 50 Hz pracującego na biegu jałowym. Silnik miał standardowe tarcze żeliwne. Do badań użyto sprzętu firmy Polytec w konfiguracji głowica skanująca PSV-I-400 z kasetą przyłączeniową PSV-E-400, kontroler OFV-5000, komputer PSV-W-400 oraz dedykowanego oprogramowania Polytec Scanning Vibrometer ver. 8.5.

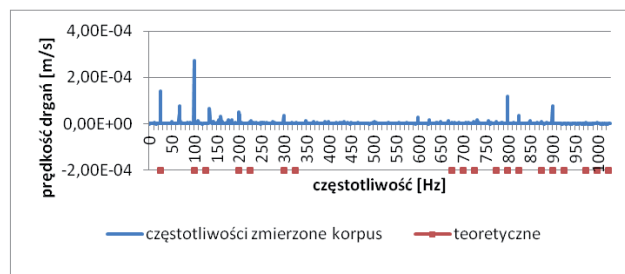
Dla potwierdzenia skuteczności wzorów (2.1–2.8) modelowych składowych naprężeń promieniowych wykonano analizę porównawczą z rzeczywistymi wynikami pomiarów. Otrzymano całe pasmo częstotliwości (3), a następnie zestawiono je na wykresie wraz z wynikami pomiarów.

Na wykresie (rys. 4) poniżej osi poziomej czerwonymi kwadratami zaznaczone zostały wyliczone częstotliwości, natomiast powyżej znajdują się pomiary rzeczywiste na silniku o mocy 2,2 kW o dwóch parach biegunów zasilanego z sieci



Rys. 4. Widmo częstotliwościowe uśrednione tarczy łożyskowej dla łożyska tocznego

Fig. 4. Average spectrum of vibrations bearing shield for anti-friction bearing

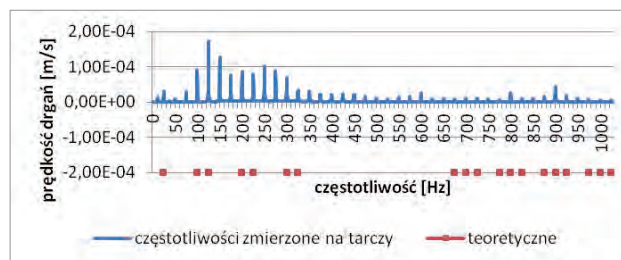


Rys. 5. Widmo częstotliwościowe korpusu w pobliżu zamka z tarczą

Fig. 5. Spectrum of vibrations of the frame near the bearing shield

o częstotliwości 50 Hz pracującego na biegu jałowym. Analizując wykres dostrzegamy trafnie wyliczone główne częstotliwości reluktancyjne, co ciekawe wydaje się, że to właśnie na tarczy przenoszą się głównie drgania pochodzące od naprężeń reluktancyjnych rzędu g_2 równym 0 i 1. Naprężenia rzędu 2 i więcej leżą powyżej 1025 Hz, z pomiarów wynika, że są nieznaczające i nie mają wpływu na zjawiska wibroakustyczne. Przeskanowano również drgania promieniowe korpusu w pobliżu zamka z tarczą. Pomiary wykonano w tych samych warunkach jak dla tarczy. Wyniki zostały zestawione na wykresie (rys. 5).

Naprężenia są przenoszone z korpusu przez zamek na tarczę. Amplituda drgań korpusu stojana jest większa dla niektórych częstotliwości niż w przypadku tarczy łożyskowej, widać to wyraźnie dla częstotliwości 100 Hz i 800 Hz. Analizując wykresy FFT dostrzeżono silniejszy wpływ reluktancyjnych naprężeń promieniowych na samą tarczę łożyskową, gdzie na zjawiska wibroakustyczne wpływ ma znacznie więcej częstotliwości niż w przypadku korpusu stojana w pobliżu zamka z tarczą. Podobnie analizując ilościowo widmo drgań tarczy w przeciwieństwie do korpusu stojana, gdzie największy wpływ mają częstotliwości do 300 Hz, dla tarczy między 500 Hz a 1025 Hz znajduje się najwięcej częstotliwości mających wpływ na widmo drgań.



Rys. 6. Widmo częstotliwościowe uśrednione tarczy łożyskowej dla łożyska ślizgowego

Fig. 6. Average spectrum of vibrations bearing shield for slide bearing

Pomiary przy wykorzystaniu łożyska ślizgowego potwierdzają założenia dotyczące przenoszenia drgań przez zamek korpusu z tarczą oraz właściwości tłumiące dla łożyska tocznego dla odkształceń tarczy obwodowych rzędu $n=0$ oraz tłumiące przy wykorzystaniu łożyska ślizgowego drgań tarczy obwodowych rzędu $n=1$ (rys. 6). Dla częstotliwości poniżej 500 Hz główną formą obwodową drgań tarczy łożyskowej jest forma rzędu $n=0$, natomiast powyżej 500 Hz dominującą formą odkształceń obwodowych tarczy staje się forma rzędu $n=1$. Potwierdzają to wykresy (rys. 4 i 6), gdzie zaobserwowano ilościowo i amplitudowo znacznie więcej drgań dla łożyska ślizgowego dla częstotliwości poniżej 500 Hz, a dla tocznego powyżej tej wartości, która odpowiada również zmianie dominującej formie odkształcenia promieniowego tarczy. Drgania obwodowe tarczy rzędu $n=0$ są źródłem symetrycznego wypychania tarczy w całym obwodzie przez korpus stojana za pośrednictwem zamka. Przy łożysku tocznym takie drgania tarczy są tłumione, gdyż wirnik nie podlega takim odkształceniom jak stojan, konstrukcyjnie jest znacznie mocniejszy i za pośrednictwem łożyska przytrzymuje tarczę łożyskową, tłumiąc jej drgania. Widać to wyraźnie w przypadku stosowania łożyska ślizgowego, gdzie tarcza nie

jest w żaden sposób przytrzymywana w kierunku osiowym i drgania są wyraźnie większe. Dla drgań obwodowych tarczy rzędu $n=1$ sytuacja jest zupełnie inna, ponieważ te drgania są wynikiem niesymetrycznego odkształcenia tarczy przy zamku z korpusem stojana, a na wysokości łożyska tarcza jest nie tyle wypychana co zginana i przy takiej formie łożysko ślizgowe ma mniejsze luzy, dlatego drgania tarczy dla tej formy są nieco mniejsze, lecz zjawisko nie jest tak istotne jak przy łożysku tocznym.

4.2. Obrazy eksploatacyjne

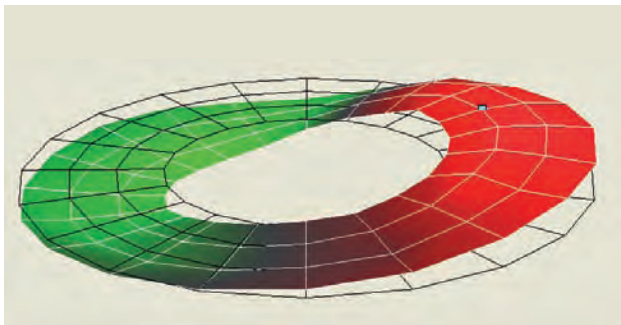
Stosując czujnik referencyjny uzyskano eksploatacyjne formy odkształceń ODS dla wybranych częstotliwości z widma drgań tarczy łożyskowej. Obrazy można wyświetlać zarówno dla przyspieszenia, prędkości czy przemieszczeń powierzchni i można je animować, uzyskując możliwość zaobserwowania sposobu wymuszenia dla danej częstotliwości.

Dla silnika o tej samej mocy, czyli 2.2 kW i $2p=4$ obraz tarczy dla 800 Hz umieścił D. Karkosiński w 2006 r. [2] (str. 77, rys. 3.29a), gdzie wykorzystano metodę ODSFRF przy metodzie RORO, uzyskując podobny obraz (rys. 7) lecz większe przemieszczenia, które wynikać mogą z jakości wykonania silnika jak i sztywności. Dla badanego silnika zaobserwowano formy zarówno o charakterze wymuszenia

wirującym jak i fale stojące. Dla 800 Hz (rys. 7) wymuszenie jest formą wirującą i dla każdego kąta obraz tarczy wygląda podobnie. Zupełnie inną sytuację zaobserwowano dla 100 Hz czy 200 Hz, gdzie tarcza drga w całości (rys. 8, 9).

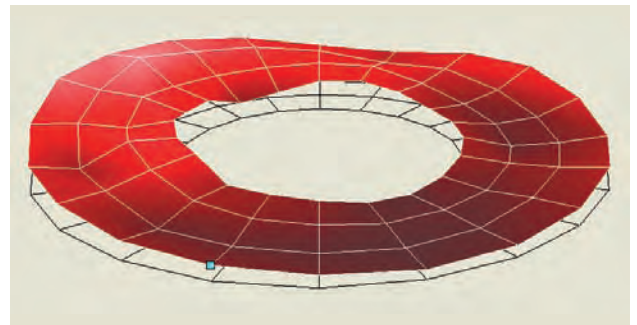
Obraz wychyleń maksymalnych, obraz maksymalnych prędkości czy przyspieszeń wygląda identycznie z przesunięciem w fazie między sobą. Na rys. 8 i 9 przedstawiono obrazy w dwóch przeciwnych sytuacjach w fazach maksymalnego odchylenia ujemnego i dodatniego, które są rozsunięte między sobą o 180° . Tworzone obrazy i animacje umożliwiają dokładniejszą analizę sposobu drgań dla poszczególnych częstotliwości, co pozwala nie tylko odczytać formy odkształceń ale również ich charakter, czy są to wymuszenia wirujące czy stojące. Porównując obrazy tarcz dla częstotliwości 800 Hz (rys. 7) oraz obraz tarczy dla częstotliwości 900 Hz (rys. 10) nie sposób określić charakteru wymuszeń, dlatego niezbędna staje się analiza przy wykorzystaniu animacji. Obrazy animowane ukazują nowe fakty, i tak dla 800 Hz wymuszenie ma charakter wirujący, a dla 900 Hz jest to wymuszenie, które wygina tarczę w dwóch połówkach naprzemiennie.

Odkryto również, że opisywany charakter dla wymuszeń dla poszczególnych częstotliwości może być również złożeniem dwóch opisywanych typów dla częstotliwości 800 Hz i 900 Hz. Badania potwierdziły również założenia dotyczące rzędu obwodowych odkształceń tarczy. Dla wielu częstotli-



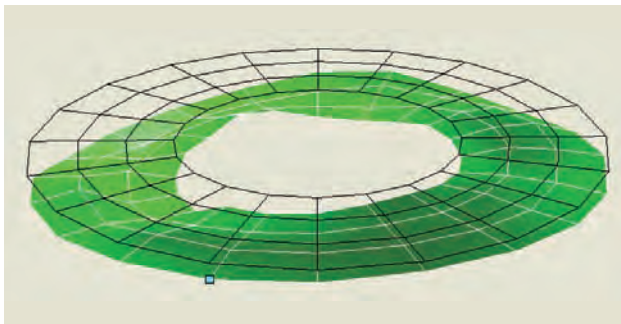
Rys. 7. Forma odkształceń eksploatacyjnych o częstotliwości 800 Hz tarczy łożyskowej badanego silnika (zakres odkształceń od -12 nm do 12 nm)

Fig. 7. Operational deflection shape of bearing shield for 800 Hz frequency of the electric motor (range from -12 nm to 12 nm)



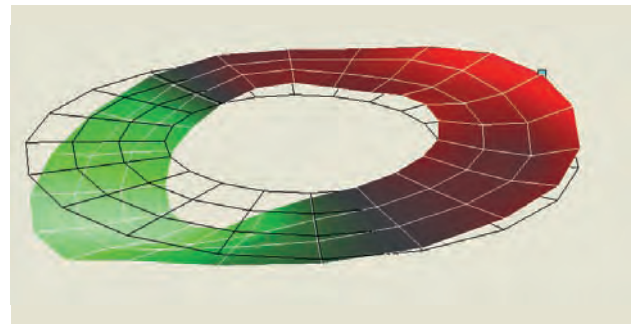
Rys. 9. Forma odkształceń eksploatacyjnych o częstotliwości 100 Hz dla maksymalnego dodatniego wychylenia tarczy łożyskowej badanego silnika (odkształcenie do $26,13$ nm)

Fig. 9. Operational deflection shape of bearing shield for 100 Hz frequency for maximum positive deflection of the examined electric motor (deflection to $26,13$ nm)



Rys. 8. Forma odkształceń eksploatacyjnych o częstotliwości 100 Hz dla maksymalnego ujemnego wychylenia tarczy łożyskowej badanego silnika (odkształcenie do $-26,13$ nm)

Fig. 8. Operational deflection shape of bearing shield for 100 Hz frequency for maximum negative deflection of the examined electric motor (deflection to $-26,13$ nm)



Rys. 10. Forma odkształceń eksploatacyjnych o częstotliwości 900 Hz tarczy łożyskowej badanego silnika (odkształcenie od $-10,89$ nm do $6,917$ nm)

Fig. 10. Operational deflection shape of bearing shield for 900 Hz frequency of the electric motor (range from $-10,89$ nm to $6,917$ nm)

wości rząd formy odkształcenia tarczy łożyskowej zależy od form promieniowych odkształceń stojana. Dla formy promieniowej stojana $n=1$ i wzdłużnej $m=1$, która jest charakterystyczna dla 900 Hz otrzymuje się odkształcenie obwodowe tarczy rzędu $n=1$. Dla form drgających stojana dla formy wzdłużnej $m=1$ oraz promieniowych $n=0, 2, 3, 4, \dots$ otrzymuje się najczęściej formę obwodową drgania tarczy $n=0$. Znamiennym przykładem jest częstotliwość 100 Hz, gdzie dla silnika o dwóch parach biegunów formą promieniową odkształcenia stojana jest forma rzędu $n=2p=4$ (p – liczba par biegunów), a forma wzdłużna odkształcenia stojana jest rzędu $m=1$. W opisywanym przypadku otrzymano formę odkształcenia tarczy łożyskowej obwodową rzędu $n=0$ zgodnie z założeniami punktu 2.

5. Podsumowanie

W artykule wskazano potrzebę badań zjawisk wibroakustycznych tarcz łożyskowych silników klatkowych asynchronicznych, najczęściej stosowanych w przemyśle. W wielu pracach na przestrzeni lat skupiano się na drganiach korpusu stojana, z powodu małego znaczenia drgań tarcz w przypadku dużych silników. W dzisiejszych czasach w halach przemysłowych pracują często liczne silniki klatkowe małej mocy, gdzie drgania tarcz mają znaczący wpływ na wibroakustykę silnika. Omówiono możliwości laserów skanujących na przykładzie urządzenia Polytec PSV-400 i metodykę prowadzonych badań. Dokonując analizy, potwierdzono istotny wpływ drgań tarczy łożyskowej na generowanie hałasu przez silniki małej mocy na przykładzie silnika 2,2 kW.

Wyznaczono ze wzorów modelowe składowe reluktancyjne naprężeń promieniowych i ich znaczący wpływ dla zjawisk wibroakustycznych tarcz łożyskowych z powodu przenoszenia naprężeń przez zamek tarczy z korpusem stojana. Potwierdzono założenia dotyczące wpływu rodzaju zastosowanych łożysk na drgania tarcz łożyskowych. Na przykładach potwierdzono założenia dotyczące wpływu rzędu formy drgającej stojana na rząd formy drgającej tarczy łożyskowej. Ze wzorów opisujących modelowe składowe reluktancyjne naprężeń promieniowych wyznaczono większość częstotliwości widma drgań tarczy. Udowodniono zbieżność metody z wykorzystaniem lasera skanującego SLDV tworzenia eksploatacyjnych obrazów drgań z tradycyjną metodą wyskalowanych obrazów ODSFRF. Uzasadniono potrzebę stosowania animacji w analizie drgań tarcz łożyskowych w celu określenia charakteru drgań i brak możliwości poprawnej analizy dla obrazów nieanimowanych.

Bibliografia

1. Rosenberg E.: *Einseitiger magnetischer Zug in elektrischen*. „Elektrotechn. U. Masch.-Bau.” 1917 (35), zes. 44, 45, 525–531, 539–546.
2. Karkosiński D.: *Zjawiska wibroakustyczne w asynchronicznych silnikach klatkowych*, Politechnika Gdańska, Monografie nr 69, Gdańsk.
3. Lehman S.: *Kraftwellen-Ordnungszahlen und Frequenzen magnetischer Geräusche bei Elektrischen Maschinen*. ETZ-A 1961, Bd.82, zes. 24, 782–788.

4. [www.polytec.com/no_cache/eu/products/vibration-sensors/scanning-vibrometers/psv-400-scanning-vibrometer/?cid=1074&did=11324&sechash=2e2ba3b4].
5. Karkosiński D.: *Metody badania form odkształceń stojana maszyn elektrycznych*. „Pomiary Automatyka Kontrola”, 12/2003, 54–57.
6. Wonki B., Yongsoo K., Jedol D., Kyi-hwan P., Semyung W.: *Scaling the Operating Deflection Shapes Obtained from Scanning Laser Doppler Vibrometer*. Springer Science+Business Media, 03/2011, 92. ■

Measuring analysis vibrations of bearing shield of asynchronous motors with SLDV scanning laser

Abstract: This article presents measuring analysis of the bearing shield of asynchronous motors with SLDV scanning laser following to the example of Polytec PSV-400 device. Point of the vibroacoustic small asynchronous, popular motor devices' problem, is presented. The theoretical, calculated, reluctance components of the radial strains which are effected to the frame and the way of the transferring the vibrations on bearing shields. Correctness of calculations and the efficiency of measurements is proved, so as the advantages of the scanning laser usage. Spectrum of the bearing shields vibrations was obtained in this article, as well as frames near the bearing shields connection and the operational deflections shapes of the bearing shields.

Keywords: electrical motor, bearing shield, vibrations, scanning laser SLDV, Polytec PSV-400

mgr inż. Łukasz Łudziński

Absolwent Wydziału Elektrotechniki i Automatyki Politechniki Gdańskiej z 2006 r. Od 2008 r. słuchacz studiów doktoranckich Politechniki Gdańskiej. Zajmuje się zagadnieniami wibroakustyki maszyn i urządzeń elektrycznych.

e-mail: lukasz_ludzinski@wp.pl



mgr inż. Damian Zieliński

Absolwent Wydziału Elektrotechniki i Automatyki Politechniki Gdańskiej z 2008 r. W 2011 r. wykładowca na macierzystym wydziale. Od 2008 r. słuchacz studiów doktoranckich Politechniki Gdańskiej. Zajmuje się zagadnieniami wibroakustyki maszyn i urządzeń elektrycznych zasilanych przekształtnikowo.

e-mail: dzielin@ely.pg.gda.pl

