

Ekscentryczność: zróźnicowanie systemów monitorowania i wykorzystanie diagnostyczne

Eccentricity: differentiation of monitoring systems and diagnostic application

Artykuł stanowi kontynuację problematyki ekscentryczności wirników turbin przedstawioną w artykule zamieszczonym w „Energetyce” 2020, nr 2. Omówiono zróźnicowanie systemów monitorowania i przygotowania turbiny do pomiaru ekscentryczności. Podano przykłady wykorzystania pomiaru do celów diagnostycznych. Omówiono przypadki poprawnego zablokowania uruchomienia turbiny parowej oraz problematycznego uruchomienia turbozespołu gazowego. Podkreślono, że w interesie właścicieli turbozespołów parowych i gazowych jest ich poprawne wyposażenie w system monitorowania i pomiaru ekscentryczności. Zadbanie o takie rozwiązanie powinno znajdować swoje odzwierciedlenie zarówno w SIWZ'ach redagowanych przy nabyciu nowej turbiny, jak również podczas unowocześniania systemów monitorowania i zabezpieczeń dla turbozespołów już użytkowanych.

Słowa kluczowe: turbozespoły parowe i gazowe, zróźnicowanie systemów monitorowania i pomiaru ekscentryczności

The article is a sequel to the previous one published in "Energetyka" 2/2020 and concerning the issue of turbine rotors eccentricity. Discussed is the differentiation of monitoring systems and turbine preparation for eccentricity measurement. Given are examples of using this measurement for diagnostic purposes. Described are instances of proper protection against the steam turbine start-up and problems with the start-up of a gas TG set. Emphasized is, that it is in the interest of the owners of steam and gas TG sets to properly equip them with the monitoring and eccentricity measurement system. The concern for such solution should be reflected both in terms of reference being prepared prior to purchase of a new turbine and also during the process of modernization of monitoring and safety systems for TG sets already in use.

Keywords: steam and gas TG units, differentiation of monitoring and eccentricity measurement systems

W [1] omówiono problematykę ekscentryczności wirników turbin przede wszystkim z punktu widzenia charakterystyki wdrożeń tego pomiaru, realizowanych w przeszłości jak i współcześnie dla turbin pracujących z parą charakteryzującą się zróźnicowanymi parametrami. W niniejszym artykule omówione zostanie zróźnicowanie w realizacji monitorowania i zabezpieczenia turbiny dla tego pomiaru. Pokazane zostaną przykłady jego wykorzystania do celów diagnostycznych, umożliwiające takie uruchomienie turbozespołu, jakie nie będzie skutkowało dużymi poziomami drgań, a zatem nie będzie prowadzić do wtórnych skutków negatywnych, jak np. przyspieszona koncentracja naprężeń i w następstwie skrócony czas do awarii, powiększenie luzów w uszczelnieniach, luzy czopa w łożysku, przytarcia łopatek wirnika o korpus, etc.

Zróźnicowanie pomiarów ekscentryczności i drgań wirnika

W połowie minionego wieku, kiedy to pomiary bezkontaktowe nie były jeszcze tak rozpowszechnione, do pomiarów drgań wirnika wykorzystywano *shaftrider*²⁾ (na ogół pojedynczo w każdym węźle łożyskowym). Pomiary wykorzystujące *shaftrider*'y były kłopotliwe,

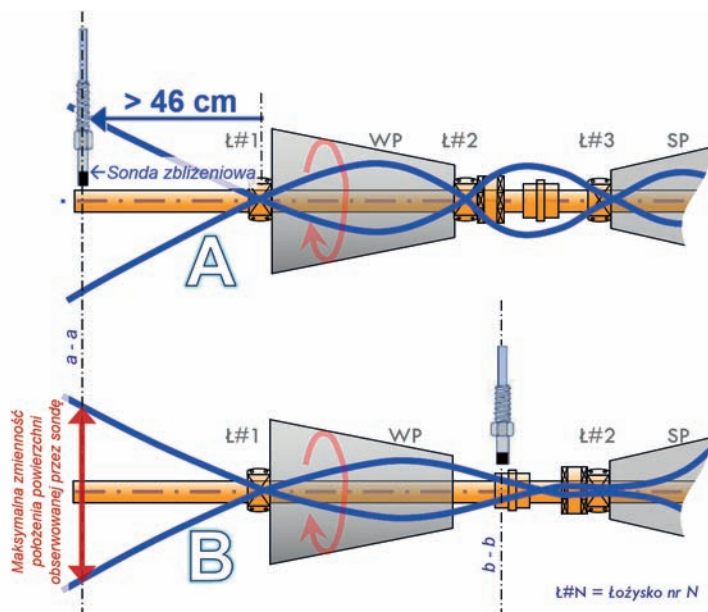
przede wszystkim z tego względu, że układ mechaniczny „ślizgacza” musiał być wyprowadzony poza pokrywę łożyska. Z tego też względu stosowano je przede wszystkim dla turbin większych mocy, a przygotowanie konstrukcyjne węzłów łożyskowych do realizacji takich pomiarów było wykonywane przez producenta.

Pojawienie się różnego typu czujników zbliżeniowych (lata 50. minionego wieku) znalazło swoje zastosowanie w pierwszej kolejności do pomiaru ekscentryczności, a upowszechnienie się czujników wiropędowych (lata 60.) zaowocowało ich zastosowaniem zarówno do pomiaru ekscentryczności jak i drgań względnych wirnika (w tym ostatnim przypadku dwukierunkowo w każdym węźle łożyskowym). Posiadając zainstalowany na turbinie czujnik mierzący ekscentryczność (raz jeszcze: warunkiem tego pomiaru jest brak deformacji dynamicznej wirnika, a więc jego prędkość obrotowa musi być wystarczająco niższa od drgań rezonansowych wirnika) można było się pokusić o jego wykorzystanie dodatkowo do pomiaru dynamicznego, tzn. realizowanego w rejonie prędkości rezonansowej oraz powyżej. Podejście takie było stosowane dość powszechnie jeszcze na przełomie lat 80./90.

Ocena dynamiki realizowana z pomocą czujników XY drgań wału mocowanych bezpośrednio do łożyska ma się ilościowo nijak do pomiaru drgań realizowanego z pomocą czujnika ekscentryczności zainstalowanego w oddaleniu od łożyska. Dodatkowo, o ile mocowane bezpośrednio do łożyska czujniki XY dają możliwość oceny położenia czopa wału w łożysku, o tyle pomiar realizowany przez pojedynczy czujnik ekscentryczności zgodnie z kryterium pokazanym na rysunku 1 [1] jest na taką okoliczność całkowicie bezużyteczny.

¹⁾ Kontakt: Ryszard.Nowicki@vp.pl

²⁾ *Shaftrider* jest rozwiązaniem nieco podobnym do pokazanego na rysunku 5 w [1], natomiast w miejscu widocznego czujnika zegarowego jest zainstalowany sejsmiczny czujnik drgań.

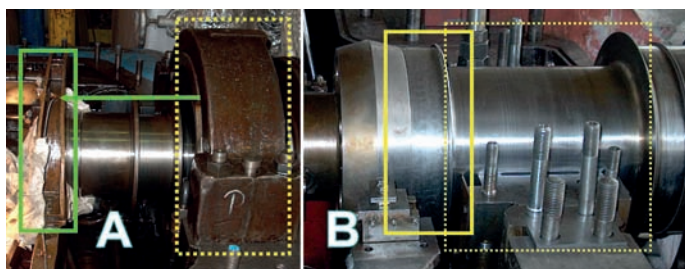


Rys. 1. Wzorcowa lokalizacja czujników ekscentryczności w zależności od sposobu podparcia wirnika

A – dwa łożyska: pojedynczy czujnik, B – pojedyncze łożysko: 2 czujniki

W [2] wykazano, że najbardziej właściwym podejściem do mocowania czujników XY jest ich montaż bezpośrednio do łożysk, natomiast podejściem mało poprawnym dla dużych turbin parowych jest ich alternatywne mocowanie do pokrywy łożyskowych. W przypadku pomiaru ekscentryczności nie ma takiego ograniczenia, tzn. czujnik może być mocowany zarówno bezpośrednio do korpusu turbiny [1], do elementu stałego konstrukcji turbiny (np. w przypadku wirników WP do jakiegoś stałego elementu bloku przedniego, jak pokazano przykładowo na rys. 2A), jak i do pokrywy łożyska [1].

Wartość graniczna pomiaru ekscentryczności w sposób oczywisty zależy od odległości płaszczyzny lokalizacji czujnika od węzła łożyskowego. Dla zróżnicowanych lokalizacji tego czujnika maksymalna wartość graniczna typowo nie jest większa od 500 μm . Natomiast znane są sytuacje, że mimo usytuowania bezkontaktowej sondy pomiarowej w odległości ~ 1 mm od powierzchni wału i tak dochodziło do jej mechanicznego uszkodzenia w wyniku przytarcia wałem. Za taką sytuację nie jest jednak odpowiedzialna statyczna deformacja wirnika, lecz deformacja dynamiczna. Ta ostatnia może bowiem osiągać wartości zdecydowanie wyższe od granicznie dopuszczalnej wartości ekscentryczności.



Rys. 2. Widok fragmentów wału w rejonie łożyska #1 dwóch różnych turbin z zaznaczonymi ramką sekcjami, w których prowadzi się pomiary:

A – ekscentryczności, B – drgań względnych XY
(ramki kropkowane pokazują elementy węzła łożyskowego)

W przypadku stosowania czujnika z liniową charakterystyką nieco wyższą niż 2 mm zaleca się jego ustawienie w odległości $\sim 1,5$ mm od powierzchni wału [3]. Natomiast dokonując analizy niezbędnej minimalnej wartości szczeliny między czujnikiem a wałem należy pamiętać o:

- zmianie położenia czopa w łożysku w zależności od różnie ukształtowanego filmu olejowego,
- zmianie położenia wału w przypadku stosowania systemu oleju lewarowego,
- luzie łożyskowym nie tylko w kategorii luzu znamionowego, lecz także mając na uwadze jego możliwe powiększenie w przypadku zaawansowanego rozkalibrowania łożyska,
- maksymalnej deformacji dynamicznej wirnika w płaszczyźnie, w której prowadzi się pomiar ekscentryczności,
- deformacji statycznej pokrywy (gdy czujnik jest do niej zamocowany), która w przypadku turbin dużej mocy może osiągać wartość ~ 1 mm.

Z tego też względu, dla scenariusza pomiarowego zbliżonego do pokazanego na rysunku 2A, zaleca się stosowanie sond bezkontaktowych pracujących z dynamiką ~ 4 mm, co umożliwi ich pozycjonowanie w odległości 2-3 mm od powierzchni wału. Takie rozwiązanie praktycznie eliminuje możliwość uszkodzenia mechanicznego sondy w wyniku przytarcia.

Wykorzystanie czujnika drgań wirnika do pomiaru ekscentryczności

W przypadku wszelkich pomiarów ważnym problemem jest zaszumienie pomiaru. Jest ono mierzone stosunkiem sygnału do szumu. W przypadku pomiarów ekscentryczności realizowanych z pomocą czujników bezkontaktowych należy się liczyć m.in. z następującymi rodzajami szumów, które składają się na zaszum sumaryczny:

- składowa sygnału generowana przez runout ścieżki pomiarowej;
- zmiana charakterystyki runoutu ścieżki pomiarowej, wynikająca z wydłużeń względnych wirnik-korpus turbiny i w konsekwencji zmiany ścieżki pomiarowej obserwowanej przez czujnik;
- zmiana czułości toru pomiarowego w funkcji czasu, spowodowana fluktuacją charakterystyk środowiska, w którym jest on zainstalowany (temperatura, wilgotność, zaolejenie, ...), a także jego naturalnym starzeniem się;
- zmiany położenia osiowego punktu węzłowego czopa w łożysku, w konsekwencji zmiany miejsca podparcia wirnika spowodowanej wydłużeniem względnym wirnik-korpus;
- zmiany położenia osiowego punktu węzłowego czopa w łożysku, w konsekwencji deformacji oraz zmiany charakterystyk dynamicznych konstrukcji wsporczej, w której zamocowane jest łożysko (stojak łożyskowy).

Na rysunku 2B ramką żółtą zaznaczono ścieżkę pomiarową, która podlega specjalnemu przygotowaniu na okoliczność minimalizacji poziomu runoutu i jest wykorzystywana pierwszoplanowo do prowadzenia pomiarów drgań względnych z pomocą wiroprowadnych czujników bezkontaktowych XY. Na rysunku 2A pokazano przykładowo fragment wału w rejonie pierwszego łożyska turbiny o mocy ~120 MW. W ramce zielonej zaznaczono uchwyt czujnika ekscentryczności (zamontowany w uchwycie czujnik jest wskazany strzałką). Uchwyt jest zlokalizowany w znacznej odległości od łożyska, a wał wymaga przygotowania ścieżki pomiarowej.

Polepszenie stosunku sygnału do szumu dla pomiarów wiroprowadnych jest możliwe na drodze analitycznej w przypadku posiadania dodatkowej sondy pomiarowej (tzn. trzeciej sondy dla pomiarów drgań względnych realizowanych z pomocą czujników XY lub drugiej sondy w przypadku pomiaru ekscentryczności). Przykład takiego rozwiązania opisano w [4].

Niektórzy producenci turbin, dążąc do zmniejszenia liczby czujników zainstalowanych na turbinie do prowadzenia pomiaru ekscentryczności, wykorzystują sygnał z jednego z czujników XY. Rozwiązanie to przyczynia się do obniżenia kosztu części obiektowej systemu nadzoru stanu technicznego o jeden tor pomiarowy, gdyż pojedynczy czujnik wykorzystywany jest do monitorowania dwóch różnych funkcjonalności. W konsekwencji skraca się również nieco proces produkcyjny wirnika, eliminuje się bowiem potrzebę przygotowania dodatkowej ścieżki dla czujnika ekscentryczności zlokalizowanego w niezależnej płaszczyźnie pomiarowej (co pokazano na rysunku 2A). Przygotowanie wału do takiego scenariusza pomiarowego pokazano na rysunku 2B. Zwraca się uwagę na niewielką odległość ścieżki pomiarowej od węzła łożyskowego (praktycznie ścieżka pomiarowa przylega do węzła łożyskowego), co jest całkowicie poprawne z punktu widzenia potrzeb pomiarów drgań względnych wirnika oraz generowania charakterystyk SCL. Natomiast odległość ta jest zdecydowanie mniejsza od wykorzystywanej typowo (pokazanej np. na rysunkach 1 i 2A) dla pomiaru ekscentryczności. W konsekwencji tak wykonywane pomiary charakteryzować się będą zdecydowanie gorszym stosunkiem sygnału do szumu, gdyż wartość bezwzględna ekscentryczności ε_{p-p} typowo maleje wraz z przybliżaniem płaszczyzny pomiarowej czujnika ekscentryczności do węzła łożyskowego, a poziom szumu pozostaje na tym samym poziomie.

Zróźnicowanie systemów monitorowania ekscentryczności

Do pomiaru ekscentryczności w TSI jest typowo wykorzystywany monitor posiadający możliwość realizacji pomiaru ε_{p-p} . Pomiary ekscentryczności wykonywane są na ogół w trakcie pozostawiania turbiny w reżimie pracy „na obracacze”. Obroty wirnika turbiny w takim trybie pracy zawierają się zazwyczaj w przedziale między jednym a dwustukilkudziesięcioma obrotami na minutę. W trakcie długich lat użytkowania turbin modernizacji podlegają różne ich podzespoły – w tym m.in. mechanizm obracarki i węzły łożyskowe. W każdym takim przypadku po przeprowadzeniu modernizacji należy więc sprawdzić czy:

- prędkość obrotów wirnika nie jest niższa od prędkości obrotowej wirnika, która jest wymagana dla uzyskania stabilnego filmu olejowego podtrzymującego czop w łożysku i w moni-

torze ekscentryczności taka minimalna prędkość obrotowa, dla której pomiar ekscentryczności może być prowadzony winna być skonfigurowana,

- prędkość obrotów wirnika jest wystarczająco niższa od jego pierwszej częstotliwości drgań własnych, tak aby na wartość pomiaru ekscentryczności nie wpływała składowa dynamiczna deformacja jego osi i w monitorze ekscentryczności taka maksymalna prędkość obrotowa, dla której pomiar ekscentryczności może być prowadzony winna być skonfigurowana.

Współcześnie wykorzystywane są monitory ekscentryczności, które umożliwiają zaprogramowanie dolnej wartości granicznej obrotów, której przekroczenie uniemożliwia realizację pomiaru, a pomiar może być prowadzony w pasmie do kilkuset³ RPM. Do monitora zazwyczaj podłączony jest dodatkowo sygnał tachometryczny (w tym celu również może być wykorzystywany sygnał ze znacznika fazy), który blokuje realizację pomiaru (i w konsekwencji działanie zabezpieczenia) po przekroczeniu górnych obrotów granicznych. Sygnał z tego czujnika służy także jako źródło informacji tachometrycznej umożliwiającej określenie długości okna czasowego, w trakcie którego powinien być analizowany sygnał w celu przeprowadzenia pomiaru. Zauważmy, że dla ekstremalnie niskiej prędkości obrotowej (1 RPM) czas ten powinien być liczony w minutach, bowiem pojedynczy obrót wirnika zajmuje 1 minutę.

Blokowanie realizacji pomiaru ekscentryczności w systemie monitorowania nie oznacza jeszcze, że czujnik wykorzystywany w tym torze pomiarowy staje się bezużyteczny dla systemu nadzoru stanu technicznego wraz ze wzrostem prędkości obrotowej wirnika. Użytkownik systemu w dalszym ciągu może wykorzystywać ten sygnał w systemie monitorowania (i diagnostyki), natomiast musi być świadom faktu, że możliwy drastyczny wzrost wartości pomiarów (w porównaniu z wartościami mierzonymi dla „wolnych obrotów”) nie jest skutkiem zmiany ekscentryczności statycznej, lecz konsekwencją charakterystyki dynamicznej wirnika i mówi o jego deformacji dynamicznej.

W przypadku niektórych turbin w systemie oleju lewarowego stosowane są pompy tłokowe. Takie rozwiązanie techniczne może utrudnić pomiar ekscentryczności, gdyż pompy tłokowe generują cykliczną pulsację ciśnienia oleju wynikającą z natury ich pracy. T pulsacja ciśnienia może spowodować brak stabilnego położenia wirnika w łożysku. W konsekwencji „rzucanie wirnikiem” staje się kolejną składową zaszumienia pomiaru ekscentryczności, jeśli jest on realizowany z pomocą najprostszych spośród stosowanych na tę okoliczność technik pomiarowych.

W przypadku wystąpienia takiego problemu nie jest możliwe realizowanie pomiaru ekscentryczności z pomocą ultranisko-częstotliwościowych monitorów sygnału umożliwiających pomiar ε_{p-p} w długim czasie i konieczne staje się stosowanie monitora

³⁾ Jeszcze w ostatniej dekadzie minionego wieku można było znaleźć w dokumentacji technicznej turbin wymóg co do potrzeby prowadzenia pomiaru ekscentryczności w pełnym pasmie obrotów wirnika, tzn. aż do 3000 (/3600) RPM. Wraz z podniesieniem zrozumienia istoty tego pomiaru, tak przez producentów turbin jak i ich użytkowników, udało się skorygować to podejście i zejść do kilkuset RPM. Dla systemów pracujących w kraju to ograniczenie górnych granicznych obrotów, dla których prowadzi się monitorowanie ekscentryczności nie przekracza współcześnie 600 RPM. Natomiast nie tyle jest ważna ta górna granica działania instrumentalizacji, ile świadomość użytkownika, że pomiar ten powinien być realizowany wystarczająco poniżej pierwszej częstotliwości rezonansowej drgań wirnika.

ekscentryczności, który dysponuje wystarczająco dobrym filtrem pasmowym⁴⁾ umożliwiającym prowadzenie pomiaru ϵ_{p-p} w możliwie wąskim pasmie sygnału odpowiadającym bieżącej prędkości obrotowej wirnika⁵⁾.

Indywidualne podejście do monitorowania ekscentryczności prezentuje firma *Doosan Škoda Power*. Wykorzystuje ona do oceny ekscentryczności procedurę obróbki sygnału bardziej skomplikowaną niż tę opisaną powyżej, kontroli podlega bowiem nie skalar, lecz wektor ekscentryczności, a więc do jego wyznaczenia z definicji musi być wykorzystywany monitor wektorowy⁶⁾ z filtrem współbieżnym 1X. W praktyce do pomiaru wykorzystywany jest dwukanałowy monitor [5] wykonany pod specyficzne zapotrzebowanie *Doosan Škoda Power* (patent [6]), a w dokumentach dedykowanych tej procedurze opisuje się jej wykorzystywanie dla wirników mocowanych w łożyskach w sposób pokazany na rysunku 1A, tzn. obustronnie podpartych. Co prawda karta katalogowa monitora informuje o różnicowanej możliwości ulokowania czujników w stosunku do łożysk, to jednak *Doosan Škoda Power* zdecydowanie wydaje się preferować wykorzystywanie w tym celu czujników XY pierwszoplanowo stosowanych do pomiaru drgań wału (i tak to zostało opisane w [6]⁷⁾). Oznacza to, że do pomiaru wykorzystywane są czujniki zlokalizowane w bezpośredniej bliskości łożysk, co pozostaje w oczywistej sprzeczności z uwarunkowaniami pomiaru, jakie pokazano na rysunku 1A.

O ile w podejściu skalarnym do monitorowania ekscentryczności wystarczająca jest znajomość wartości granicznej dla tego skalara i podejście to jest nieczułe na kątowy kierunek zmiany kształtu wirnika turbiny, o tyle podejście wektorowe wymaga dodatkowo zdefiniowania kierunkowego zorientowania wektora ekscentryczności na płaszczyźnie zespolonej. Położenia końca wektora ekscentryczności analizuje się dla wektora 1X podobnie jak w przy-

⁴⁾ Na ogół jest to filtr śledzący 1X przestrajany wraz ze zmianą prędkości obrotowej wirnika.

⁵⁾ Dla nadzoru stanu technicznego wielu turbozespołów wykorzystywany jest system monitorowania i zabezpieczeń SYSTEM 3500. Typowo do monitorowania ekscentryczności jest w tym systemie wykorzystywany monitor 3500/45M. Natomiast dla niektórych turbozespołów charakteryzujących się niestabilnością położenia wirnika (w konsekwencji fluktuacji filmu olejowego) dla prędkości roboczej obracaarki niezbędne było zastosowanie monitora 3500/46M, który jest monitorem dedykowanym maszynom wolnoobrotowym i posiada niskoczęstotliwościowe współbieżne filtry pasmowe (sterowane znacznikiem fazy), których nie posiada monitor 3500/45M. Monitory 3500/46M wykorzystywane są w Polsce do pomiaru ekscentryczności przez kilka elektrowni.

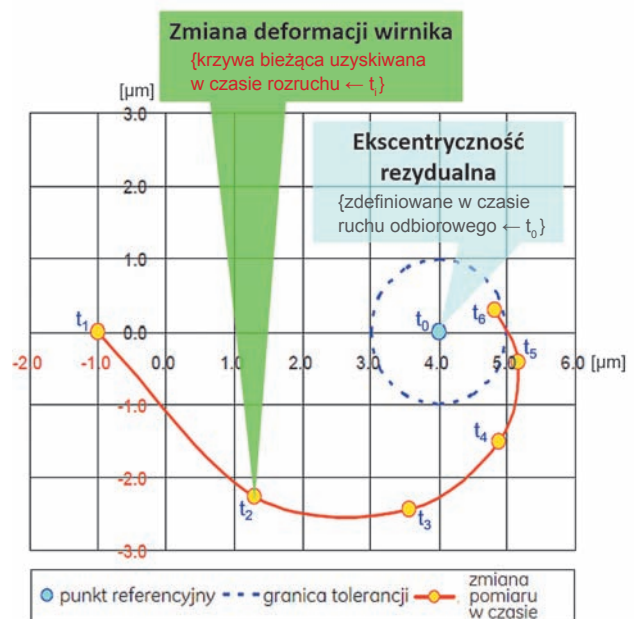
⁶⁾ Wszystkie współcześnie dostępne i bardziej zaawansowane systemy TSI wykorzystują współbieżne filtry wektorowe umożliwiające śledzenie wektorów drgań NX w czasie szybkich stanów przejściowych (rozruch/wybieg) maszyny. Monitory sygnałów dynamicznych takich systemów posiadają na ogół 2-4 filtry śledzące, dla których N może być konfigurowane i niekoniecznie musi być liczbą całkowitą. Filtry takie oczywiście mogą być wykorzystywane do pracy maszyny w warunkach ustalonych obrotów (obroty znamionowe, obroty „na obracarce”, etc.) tak dalece jak dalece mieszczą się one w częstotliwościowym pasmie roboczym monitora.

⁷⁾ Ciekawostką patentu jest opis lokalizacji czujników pomiarów drgań względnych, wykorzystywane w tym celu czujniki XY znajdują się bowiem po stronie łożyska od strony topatek wirnika. Taka lokalizacja czujników jest sprzeczna z wytycznymi określającymi zasady poprawności lokalizacji czujników bezkontaktowych w celu pomiarów drgań względnych. W zdecydowanej większości rozwiązań praktycznych czujniki XY są zlokalizowane po przeciwnej stronie łożyska niż to pokazano w opisie patentowym (tzn. od strony sprzęgła), a jedynie w przypadku łożysk tzw. *ponadkwadratowych* [2] zaleca się instalację czujników XY po obu stronach łożyska.

padku podejścia diagnostycznego wykorzystującego tzw. obszar akceptacji. W tym jednak przypadku, ten obszar akceptacji podlega początkowemu (jednokrotnemu) zdefiniowaniu w czasie prowadzenia prób odbiorowych nowej turbiny. Oznacza to, że w przypadku zamiany wirnika na funkcjonalnie identyczny, ale ze względu na jego inną charakterystykę anizotropii termicznej oraz inne pierwotne skrzywienie wału będące konsekwencją procesu produkcyjnego (i transportu), wymagana jest redefinicja tego pierwotnie zdefiniowanego obszaru akceptacji dla ekscentryczności rezydualnej.

Dysponując dla dwustronnie podpartego wirnika czterema czujnikami wykorzystywanymi do pomiarów XY (co współcześnie jest rozwiązaniem typowym) można każdy z nich wykorzystywać do tak realizowanego pomiaru ekscentryczności. *Doosan Škoda Power* wymaga dla swoich turbin pomiaru ekscentryczności wektorowej dla co najmniej jednego czujnika z pary XY zlokalizowanej przy każdym z dwóch łożysk podpierających wirnik.

Na rysunku 3 pokazano przykład rezultatów procedury uruchomienia turbiny dla pojedynczego pomiaru. W trakcie prób rozruchowych nowej turbiny zostaje zdefiniowany obszar akceptacji (koło ograniczone niebieską linią przerywaną), w którym docelowo powinien się znaleźć koniec wektora 1X pomiaru ekscentryczności w przypadku wszystkich kolejnych uruchomień turbiny i po spełnieniu tego warunku możliwa jest dalsza zwyżka obrotów.



Rys. 3. Przykład zmiany pomiaru ekscentryczności w czasie (krzywa czerwona) z zaznaczonym obszarem akceptacji ekscentryczności rezydualnej (krzywa niebieska)

Preferowane przez *Doosan Škoda Power* wykorzystywanie czujników XY do pomiaru ekscentryczności jest dyskusyjne z jeszcze jednej przyczyny. W systemach monitorowania i zabezpieczeń dobrze jest przestrzegać zasady, aby poziom zasumowania pomiaru był o rząd niższy od oczekiwanej wartości pomiarów. Poziom runoutu czopów turbozespołów użytkowanych w elektrowniach mieści się na ogół w przedziale 10-20 μm i jest to zasumowanie całkowicie akceptowalne z punktu widzenia wymogów systemu zabezpieczeń pomiarów dynamicznych (wartości alarmowe zawierają się bowiem na ogół w przedziale

100-200 μm) oraz pomiarów wspomagających ocenę rozkalibrowania łożysk (znamionowe luzy łożyskowe wynoszą na ogół kilkaset μm , natomiast mogą podlegać zwiększeniu np. w konsekwencji przytarć). Wykonanie ścieżek pomiarowych o wartościach runoutu poniżej 10 μm sprawia często problemy już w przypadku czopów o średnicach mniejszych niż czopy turbin wykorzystywanych w energetyce zawodowej i z punktu widzenia poprawności działania zabezpieczeń na okoliczność drgań tych turbin jest zupełnie niepotrzebne. Zauważmy, że wszystkie wartości pomiarów realizowanych na okoliczność śledzenia zmiany ekscentryczności wektorowej pokazane na rysunku 3 są mniejsze od 10 μm , tzn. od zaszumienia pomiaru wynikającego z typowej jakości wykonania ścieżki pomiarowej.

Rozpatrując problem stosunku sygnału do szumu należy ponadto pamiętać, że runout nie jest stały w funkcji czasu i w ciągu lat pracy maszyny będzie się zmieniał (np. w konsekwencji uszkodzeń mechanicznych ścieżki pomiarowej, co czasami ma miejsce podczas działań remontowych, w wyniku namagnesowania wału). Najczęściej są to zmiany nie zmniejszające, lecz zwiększające poziom szumu, a więc będą negatywnie wpływać na pomiar ekscentryczności. Będą wpływać tym bardziej, im bezwzględne wartości ekscentryczności są mniejsze, a są tym mniejsze, im czujnik zlokalizowany jest bliżej łożyska.

Oczekiwane wartości pomiarów ekscentryczności rezydualnej mierzonej za pomocą czujników XY (jak to pokazano przykładowo na rys. 3, a także na kilku rysunkach zamieszczonych w [6]), to kilka μm . Pokazany obszar akceptacji ekscentryczności rezydualnej ma promień 1 μm , która to wartość jest na poziomie zbliżonym do dokładności pomiarowej torów pomiarów wirowych. Wszystkie te wartości są kilka razy mniejsze od poziomu hipotetycznego zaszumienia pomiarów wirowych z powodu statystycznego runoutu ścieżek pomiarowych zlokalizowanych na czopach wirnika turbiny. Tak więc opieranie się na wynikach tak realizowanych pomiarów ekscentryczności w długim czasie, bez przeprowadzenia analizy błęd pomiaru ze względu na różne czynniki wpływające na jego jakość (w tym także wynikających z jakości bezkontaktowych czujników wirowych zastosowanych w systemie monitorowania i w konsekwencji możliwej zmienności ich charakterystyk w czasie długim), wydaje się być nieco ryzykowne [7]. Z tego względu tradycyjny pomiar ekscentryczności realizowany z pomocą czujnika usytuowanego zgodnie z kryterium pokazanym na rysunku 1A, z punktu widzenia długiego czasu użytkowania turbiny (ponad 25 lat), będzie się charakteryzował zdecydowanie większą wiarygodnością niż jej pomiar wykorzystujący czujnik wykorzystywany w płaszczyźnie pomiarów XY, jak opisany w [6], a także nie będzie wymagał redefinicji w przypadku wymiany wirnika turbiny.

Przykład poprawnego zablokowania uruchomienia turbiny parowej

W tydzień po remontowym postoju bloku energetycznego o mocy ~60 MW, podczas którego zainstalowano nowy system monitorowania i zabezpieczeń, w tym także pomiaru ekscentryczności w sposób zbliżony do pokazanego na rysunku 1, nastąpiło nieuzasadnione odstawienie turbosespołu spowodowane błędem w działaniu systemu sterowania pracą bloku. Obsługa szybko rozpoznała, że odstawienie zostało zainicjowane błędnie i chciała równie szyb-

ko przywrócić blok do stanu roboczego. Natomiast na przeszkodzie temu zamiarowi stanął system TSI, a dokładniej zabezpieczenie na ekscentryczność wirnika (w tym przypadku realizowane w sposób klasyczny, a więc bez wykorzystywania analizy wektorowej).

Operatorzy popadli w konsternację, gdyż byli przekonani, że po stosunkowo krótkim wypadnięciu turbiny jej stan cieplny jest wciąż „gorący” i tak szybko nie powinna nastąpić cieplna deformacja wirnika, która by uniemożliwiła powrót do pracy na obrotach znamionowych. Bardzo krótki czasu użytkowania nowego systemu zabezpieczeń nie pozwolił im jeszcze na wyrobienie sobie przekonania co do poprawności jego działania.

Natomiast po szybko przeprowadzonych konsultacjach oraz operując się dodatkowo na wysokiej renomie dostawcy systemu monitorowania i zabezpieczeń, podjęto decyzje o wprowadzeniu turbiny w stan pracy „na obracacze” i jej ponownym uruchomieniu, gdy ekscentryczność osiągnie jednak wartości niższe od blokadowych. Stan taki zaistniał po kilku godzinach, po czym przeprowadzono bezproblemowo uruchomienie turbosespołu.

Pojęcie „stan gorący” turbiny jest bardzo względne, dla różnych turbin może się wiązać z ich różnym stanem cieplnym. Naruszenie symetrii pola temperatur wokół wirnika może skutkować jego szybką deformacją, której zaawansowanie oraz krytyczność powinny być ocenione pierwszoplanowo właśnie przez pomiar ekscentryczności.

Czas niezbędny do poprawnego uruchomienia turbiny gazowej

Problem monitorowania ekscentryczności w podobnym stopniu jak turbin parowych może także dotyczyć także turbin gazowych. Mają one na ogół wirniki krótsze niż turbiny parowe, a także w przypadku szeregu konstrukcji luzy między końcami łopatek a korpusem są większe niż dla turbin parowych. Natomiast w przypadku tych turbin gazowych, dla których kwestia sprawności termodynamicznej nabiera szczególnego znaczenia, dąży się do minimalizacji luzów między łopatkami wirnika a korpusem, co zwiększa prawdopodobieństwo wystąpienia przytarć tym bardziej, im te luzy są mniejsze.

W przypadku każdej turbiny o jej atrakcyjności dla użytkownika świadczy m.in. czas potrzebny do jej uruchomienia. Kwestia ta staje się szczególnie ważna w przypadku maszyn pracujących w tzw. reżimie szczytowym oraz w przypadku napędów, od których zależy punktualność transportu.

Dla wszystkich turbin gazowych wykorzystywanych jako silniki samolotów ma miejsce problem pojawiającej się po ich zatrzymaniu deformacji wirnika. Ekscentryczność wirnika pojawia się po zakończeniu poprzedniego lotu i jest konsekwencją schładzania silnika. Oczywiście wzrost ekscentryczności wirnika towarzyszy także procesowi uruchamiania silników i ustępuje po upływie różnego czasu dla różnych silników lotniczych. Dotkliwie uwidocznili się on przy wdrożeniu silnika PW1100G wykorzystywanego przez AIRBUS w samolotach A320neo [8] i był powodowany właśnie przez deformację termiczną wirnika. Dla wcześniejszych modeli silników wykorzystywanych przez A320 typowy czas na uruchomienie obu silników, tak aby nie dopuścić do przytarć wirnika o korpus silnika, nie przekraczał 150-160 s. Natomiast dla pierwszych wersji silnika PW1100G czas niezbędny do jego uruchomienia w sposób niepowodujący wystąpienia przytarć dochodził do 350 s.



Rys. 4.
Schemat turbogeneratora

W przypadku różnych turbin czas niezbędny do uzyskania przez wirnik wystarczająco prostego kształtu będzie oczywiście różny. Do tej prostoliniowości dochodzi się przez wygrzewanie wirnika w reżimie pracy maszyny „na obracanie” oraz w trakcie rozruchu dokonując wygrzewania w ciągu określonego przez producenta maszyny czasu pozostawiania na określonych obrotach. Natomiast dobrze jest być świadomym faktu, że z powodu różnych przyczyn te procedury zapisane w dokumentacji technicznej maszyny nie zawsze są poprawne⁸⁾.

W dalszej części artykułu opisano przypadek różnicowego zachowania dynamicznego turbozespołu mimo przestrzegania procedur jego uruchamiania według procedur zawartych w dokumentacji technicznej. Postępowanie zgodnie z wytycznymi prowadziło w niektórych sytuacjach do uruchomienia agregatu, któremu towarzyszyły znaczne drgania wirnika. Ich obecność jednoznacznie prowadzi do przyspieszenia kumulacji naprężeń i w konsekwencji do skrócenia żywotności turbiny.

Problematyczne uruchomienia turbozespołu gazowego

Turbozespoły gazowe wykorzystywane w elektrowniach szczytowych powinny cechować się krótkim czasem uruchamiania. W przypadku turbin gazowych z pojedynczym wałem o mocy ~30 MW ich czas uruchomienia (liczony od czasu zapłonu

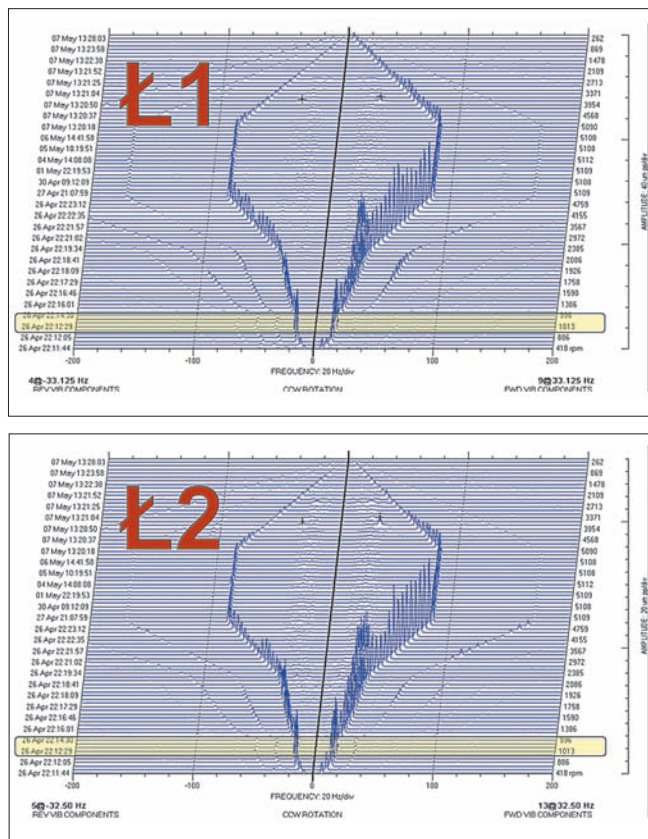
⁸⁾ Turbozespół składający się z dwukorpusowej turbiny napędzającej generator o mocy ~80 MW, wyposażony w podstawowe pomiary mechaniczne, w tym w drgania sejsmiczne, ale nie wyposażony w pomiary drgań względnych sprawiał duże problemy eksploatacyjne, mimo że w trakcie wszystkich uruchomień poremontowych były utrzymane rygory wynikające z dokumentacji technicznej. Po około kilkunastu latach użytkowania właściciel podjął decyzję o przeprowadzeniu retrofitu systemu nadzoru stanu technicznego. Równoległe z wymianą dotychczas użytkowanego systemu monitorowania i zabezpieczeń na nowy dokonano jego uzupełnienia o pomiary drgań względnych wirników oraz rozszerzono go o system akwizycji danych diagnostycznych. W trakcie pierwszego uruchomienia turbozespołu z nowym systemem nadzoru stwierdzono, że obroty określone w dokumentacji technicznej jako właściwe do wygrzewania turbiny pokrywają się niemal dokładnie z obrotami, dla których występują maksymalne wartości drgań względnych wirnika (wzrost drgań nie jest skorelowany z drganiami sejsmicznymi). Posiadając te dodatkowe pomiary oraz dysponując charakterystykami wektorowymi w systemie diagnostyki możliwe było natychmiastowe skorygowanie błędów w wykorzystywanej instrukcji uruchamiania turbiny.

Korekta dokumentacji technicznej przyczyniła się do kilkukrotnego wydłużenia czasu międzyremontowego użytkowania turbozespołu, a w konsekwencji także do znacznego obniżenia nakładów ponoszonych na jego remonty.

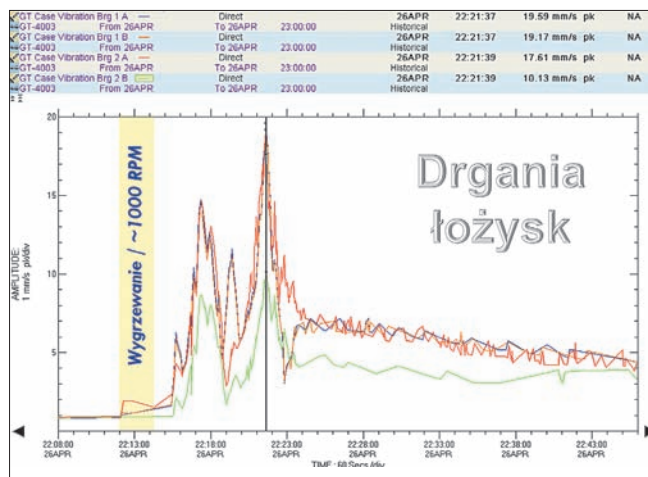
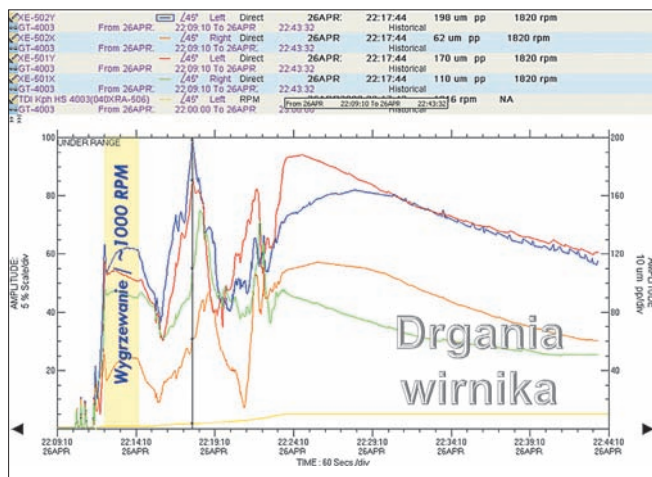
no do osiągnięcia pełnej prędkości obrotowej turbiny oraz pełnej mocy) zawiera się typowo w przedziale 15-20 minut [9].

W pewnym przedsiębiorstwie prowadzono próbne rozruchy nowej turbiny gazowej (obroty znamionowe ~5109 RPM) napędzającej przez przekładnię redukcyjną generator czterobiegunowy o mocy ~35 MW. Schemat agregatu (wraz z numerami jego kolejnych łożysk: ł1–ł8) pokazano na rysunku 4.

Podczas niektórych uruchomień agregatu zaobserwowano wysokie poziomy drgań wirnika turbiny gazowej w początkowej fazie uruchamiania. Na rysunku 5 pokazano pełne widma potokowe drgań względnych obu łożysk turbiny gazowej dla jej pojedynczego (około 10-dniowego) cyklu pracy. Na analizach zaznaczono dodatkowo z pomocą żółtego podświetlenia dwuminutową pracę turbozespołu, kiedy wirnik turbiny posiadał stałą prędkość obrotową ~1000 RPM i podlegał wygrzewaniu. Można zauważyć w czasie tych w przybliżeniu stałych obrotów zwiększanie poziomów drgań. Dojście do obrotów znamionowych zajęło około kwadransa.



Rys. 5. Pełne widma potokowe drgań względnych wirnika dla łożysk ł1 oraz ł2



Rys. 6. Trendy drgań względnych z czujników XY (u góry) oraz drgań sejsmicznych VH mierzonych w łożyskach Ł1 i Ł2 agregatu

Z pokazanych analiz wynika, że charakter drgań wirnika w obu węzłach łożyskowych turbiny jest dalece podobny, a orbity posiadają prawie wyłącznie składową 1X i precesję współbieżną w czasie całego procesu rozruchu. Spostrzeżenie to pozwala wyeliminować jako przyczynę odpowiedzialną za wysokie poziomy drgań ewentualne przytarcia.

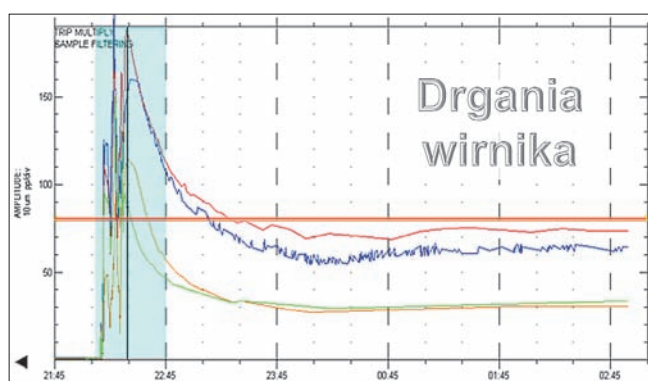
Stosunkowo szybko po osiągnięciu obrotów znamionowych dochodzi do znacznego obniżenia poziomu drgań i ich stabilizacji. Natomiast w czasie odstawienia agregatu charakterystyki drgań różnią się zdecydowanie od tych, które miały miejsce w czasie uruchomienia: nie jest obserwowany istotny wzrost drgań, tzn. ich poziomy są znacząco niższe od mających miejsce w czasie rozruchu. Dodajmy, że czas odstawienia nie przekracza 10 minut.

Na rysunku 6 pokazano trendy drgań względnych wirnika oraz drgań sejsmicznych stojaków łożyskowych w ciągu ~40 minut od momentu uruchomienia turbozespołu. Także na tych analizach za pomocą żółtych podświetleń zaznaczono 2-minutowe okna czasowe stałych obrotów wirnika, utrzymywanych w celu uzyskania ciepłej stabilizacji elementów turbiny.

Z analiz wynika, że poziomy drgań sejsmicznych po osiągnięciu obrotów bliskich znamionowym (o godzinie 22:24:45 obroty wynoszą 5129 RPM) są akceptowalne, gdyż dla wszystkich punktów pomiarowych nie przekraczają ~6 mm/s^{0-PEAK} (granica strefy A w standardzie [10] wynosi 6,3 mm/s^{0-PEAK}), natomiast w najbardziej krytycznym momencie rozruchu (tzn. przy prędkości obrotowej turbiny wynoszącej ~1800 RPM) dochodziły prawie do 20 mm/s^{0-PEAK}.

Zdecydowanie gorzej o stanie technicznym turbiny świadczą pomiary drgań względnych. Trendy drgań dla czujników utwierdzonych na kierunku Y osiągają w czasie rozruchu wartości bliskie 200 μm^{PEAK-PEAK}. O ile w przypadku drgań sejsmicznych, po osiągnięciu pełnej prędkości obrotowej, ich poziomy są relatywnie niskie, o tyle drgania względne wirnika wciąż są wysokie (na kierunku Y przekraczają wartość 150 μm^{PEAK-PEAK}), natomiast w trakcie dalszej pracy agregatu na pełnych obrotach podlegają one systematycznemu obniżeniu.

Na rysunku 7 pokazano trendy drgań względnych wirnika turbiny identyczne jak na rysunku 6, ale w dłuższym czasie od rozpoczęcia uruchomienia. W tym przypadku za pomocą niebieskiego podświetlenia pokazano przedział czasu, dla którego był zaprezentowany cały trend drgań na rysunku 6.

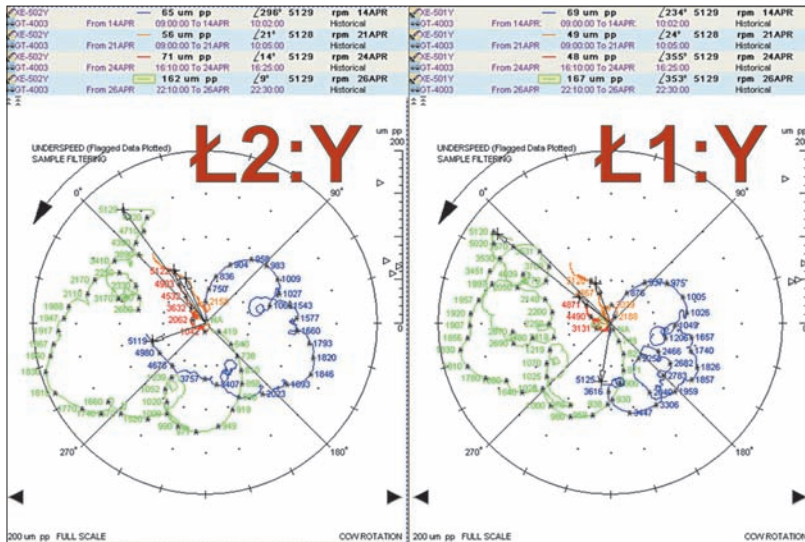


Rys. 7. Trendy drgań względnych wirnika dla pomiarów identycznych jak na rysunku 6, ale dla szerszego okna czasowego

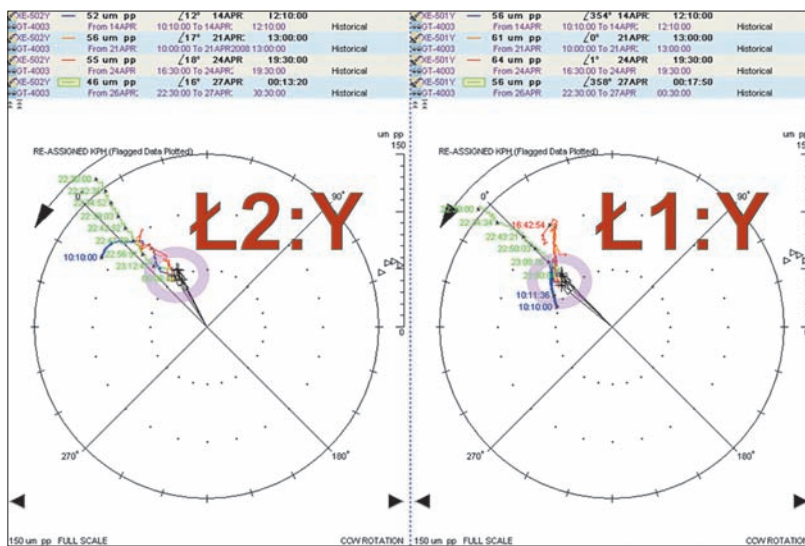
Z rysunku 7 wynika, że obniżenie ostatniego z pomiarów drgań względnych poniżej wartości ALARMOWEJ (80 μm – pokazanej na rysunku z pomocą podwójnej czerwonej linii) miało miejsce około godziny 23:25. Natomiast później wciąż jeszcze przez około pół godziny następowało obniżanie ich poziomów. Ostateczna stabilizacja wartości tych pomiarów miała miejsce około północy (a więc ~2 godziny po rozpoczęciu uruchamiania).

Pogłębiając się wątpliwości co do stanu technicznego tego agregatu, ze względu na jego różne dynamiczne zachowanie się podczas kolejnych uruchomień, stały u podstaw przeprowadzenia dodatkowych analiz. Posiadanie systemu akwizycji danych diagnostycznych dało możliwość dokonania przeglądu i porównania danych z wcześniejszych uruchomień, bez konieczności prowadzenia kolejnych badań.

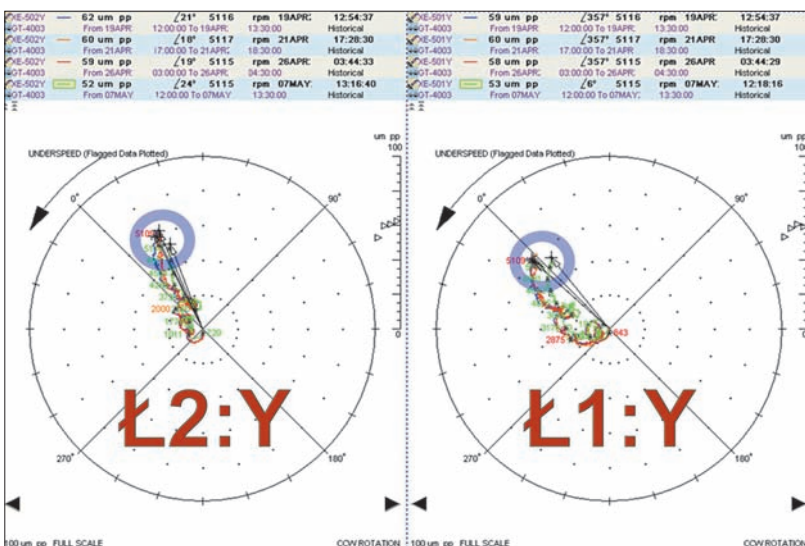
Na rysunku 8 pokazano analizy biegunowe 1X dla czujników drgań względnych Y zlokalizowanych w łożyskach Ł1 i Ł2 dla czterech kolejnych uruchomień zrealizowanych w dniach: 14, 21, 24 i 26 kwietnia (dane pochodzące z tego ostatniego uruchomienia zaprezentowano na rysunkach 5-7) dla pełnej zmienności prędkości obrotowej. Z zamieszczonych charakterystyk wynika, że kolejne uruchomienia różnią się znacznie między sobą. Najwyższe poziomy drgań wystąpiły w czasie uruchomień w dniach 14 i 26 kwietnia, przy czym odpowiadające im charakterystyki biegunowe cechują się prawie przeciwnym sfażowaniem. Natomiast uruchomienia w dniach 21 i 24 kwietnia



Rys. 8. Wykresy biegunowe 1X dla czterech kolejnych uruchomień agregatu



Rys. 9. Zmienność charakterystyk biegunowych 1X w ciągu dwóch godzin od osiągnięcia przez turbinę pełnej prędkości obrotowej dla czterech kolejnych uruchomień agregatu



Rys. 10. Zmienność charakterystyk biegunowych 1X dla czterech kolejnych odstawień agregatu odpowiadających pełnej zmianie prędkości obrotowej

były stosunkowo spokojne, a charakterystyki biegunowe obu uruchomień były podobne i zlokalizowane na rysunku między charakterystykami biegunowymi z uruchomień przeprowadzonych w dniach 14 i 26 kwietnia.

Dalsza zmienność charakterystyk biegunowych po osiągnięciu pełnej prędkości obrotowej przez wirnik turbiny (dla tego samego zbioru czujników) została pokazana na rysunku 9. Rysunek ten ilustruje zmianę charakterystyk fazowych 1X w czasie kolejnych dwóch godzin, tzn. w czasie, w którym miała miejsce pełna stabilizacja dynamicznego zachowania turbiny. Charakterystyki biegunowe 1X na tym rysunku są opisane z pomocą etykiet czasowych, natomiast na rysunku 8 i 10 etykietowane są prędkością obrotową wirnika.

Z charakterystyk tych wynika, że mimo bardzo różnych przebiegów charakterystyk 1X zarejestrowanych w czasie kolejnych rozruchów turbiny, w ciągu kolejnych dwóch godzin jej pracy dochodzi do takiej zmiany kształtu wirnika, która cechuje się bardzo podobną lokalizacją wysokiego punktu dla wszystkich uruchomień (końce wektorów 1X charakteryzują się niewielkim rozrzutem, co zostało pokazane za pomocą fioletowych kółek na rys. 9). Co więcej, wektory 1X w węzłach łożyskowych Ł1 i Ł2 różnią się bardzo nieznacznie.

Charakterystyka pokazana na rysunku 5 wskazywała na zdecydowanie różne zachowanie się turbiny w trakcie jej uruchomienia i odstawienia. Widząc duże zróżnicowanie charakterystyk rozruchowych dla kolejnych rozruchów (rys. 8), celowe było sprawdzenie, jak dalece zróżnicowane są charakterystyki biegunowe w czasie kolejnych odstawień turbiny. Zostało to pokazane na rysunku 10. Za pomocą niebieskich kółek na charakterystyce tej zaznaczono położenia końców wektorów 1X w chwili rozpoczęcia odstawiania turbozespołu.

Z porównania wyników analiz pokazanych na rysunku 9 i 10⁹⁾ wynika, że:

- w czasie pracy turbiny jej charakterystyki biegunowe 1X dla znamionowej prędkości obrotowej w obu węzłach łożyskowych nie uległy zasadniczej zmianie, co wynika z prawie takiego samego położenia na charakterystykach biegunowych kółek fioletowych (rys. 9) i niebieskich (rys. 10);

⁹⁾ Zauważmy, że obydwie pary analiz charakteryzują się różną dynamiką: dla rysunku 9 jego pełna dynamika wynosi $150 \mu\text{m}^{\text{PEAK-PEAK}}$, a dla rysunku 10 jest to $100 \mu\text{m}^{\text{PEAK-PEAK}}$.

- w odróżnieniu od charakterystyk rozruchowych 1X, które były bardzo zróżnicowane (rys. 9), charakterystyki 1X odpowiadające kolejnym odstawieniom są praktycznie takie same (rys. 10).

Z przedstawionych analiz płynie wniosek, że zbyt wysokie poziomy drgań obserwowane podczas niektórych uruchomień są spowodowane brakiem wystarczającej stabilizacji termicznej wirnika w czasie jego dochodzenia do pełnej prędkości obrotowej.

Brak wyposażenia turbiny w monitoring ekscentryczności nie umożliwił obsłudze bezpośredniej oceny stopnia deformacji statycznej wirnika przed rozpoczęciem dochodzenia do pełnej prędkości obrotowej. Wysokie poziomy drgań obserwowane w trakcie części uruchomień przyczyniały się bezpośrednio do kumulacji naprężeń, co skutkuje skróceniem żywotności wirnika oraz osłabieniem jego łożysk nośnych.

Zakończenie

W interesie właścicieli turbozespołów parowych i gazowych jest ich poprawne wyposażenie w system monitorowania i zabezpieczenia ekscentryczności. Zadbanie o takie rozwiązanie powinno znajdować swoje odzwierciedlenie zarówno w SIWZ'ach redagowanych na okoliczność nabycia nowej turbiny, jak również na okoliczność procesu unowocześniania systemów monitorowania i zabezpieczeń dla turbozespołów już użytkowanych.

Posiadanie wiarygodnego systemu monitorowania ekscentryczności jest pomocne w zabezpieczeniu turbin przed uszkodzeniami skutkującymi znacznymi kosztami remontowymi oraz w konsekwencji stratami produkcyjnymi. System taki pozwala także na zdecydowanie lepszą ocenę warunków, w których uruchomienie turbiny jest dopuszczalne i w konsekwencji nie prowadzi do przyspieszonej kumulacji naprężeń w jej różnych podzespołach konstrukcyjnych. Jego znaczenie wzrasta w przypadku turbin o wysokiej sprawności pracujących na parametrach nadkrytycznych, które posiadają minimalne luzy konstrukcyjne. W takich przypadkach może zaistnieć potrzeba stosowania monitorowania ekscentryczności nie tylko dla wirników WP, ale także SP, a nawet może to być także celowe dla wirników stopni LP. Koszty związane z wdrożeniem tradycyjnego monitorowania ekscentryczności stanowią typowo drobny procent kosztów ponoszonych na TSI.

Klasyczne rozwiązanie nadzoru ekscentryczności jest całkowicie wystarczające dla efektywnego nadzoru większości maszyn. Natomiast wykorzystanie filtracji pasmowej 1X w przypadku klasycznego monitorowania ekscentryczności może być wymagane w niektórych sytuacjach w celu polepszenia stosunku sygnału do szumu dla realizowanego pomiaru.

Rozwiązanie wykorzystujące ekscentryczność rezidualną (wektorową) może prowadzić do niepotrzebnego wydłużenia pracy agregatu w stanie „na obracanie”, wiąże się ze stosowaniem unikatowego i kosztownego¹⁰⁾ systemu monitorowania oraz cechuje się znaczną wartością stosunku sygnału do szumu. Zmusza to do zastosowania w systemie monitorowania specjalnych algorytmów

¹⁰⁾ Szacunkowo koszt wdrożenia monitorowania ekscentryczności rezidualnej jest o rząd wyższy od kosztu wdrożenia monitoringu ekscentryczności klasycznej.

mających na celu minimalizację wpływu zaszumienia na pomiar. Użytkownik takiego nadzoru będzie napotykał (typowo: już po zakończeniu okresu gwarancji na turbozespół) problem z koniecznością redefinicji obszaru akceptacji dla ekscentryczności rezidualnej w przypadku wymiany wirnika turbiny na nowy, a także w przypadku przełopotowania wirnika wykorzystywanego.

W klasycznym rozwiązaniu monitorowania ekscentryczności wykorzystywany w tym celu czujnik może być pomocny w rozpoznawaniu pewnych innych uszkodzeń mogących wystąpić w czasie pracy turbiny na obrotach znamionowych, jak np. utraty elementu wirnika. W [11] opisano przypadek utraty fragmentu bandaża wieńca wirnika i wpływ tego defektu na zmianę mimosrodowości. Przypadek taki można rozpoznać z pomocą czujników XY, natomiast jeszcze wyraźniej skokowa zmiana poziomu i fazy drgań może być rozpoznana z pomocą czujnika, który pierwszoplanowo, tzn. w zakresie niskich obrotów, jest wykorzystywany na okoliczność monitorowania ekscentryczności.

W artykule skoncentrowano się przede wszystkim na problemie monitorowania ekscentryczności turbin, natomiast problem ten może także dotyczyć niektórych innych maszyn wirnikowych, które transportują gorące media, jak np. pompy wody gorącej. Wówczas monitoring powinien być podobny do stosowanego na turbinach.

PIŚMIENNICTWO

- [1] Nowicki R., *Monitorowanie ekscentryczności wirników turbin – zróżnicowanie w implementacji czujników*, „Energetyka” 2020, nr 2 (788), s. 70-76.
- [2] Nowicki R., Miałkowski P., *Wykorzystanie charakterystyki SCL w diagnostyce maszyn łożyskowych ślizgowo*, „Inżynieria i Utrzymanie Ruchu” 2017, nr 2 (119), s. 66-79.
- [3] Field Application Note: Eccentricity TSI, Reliability Direct, Inc., Copyright © 1989-2000 by Sales Technology.
- [4] *Turbine Supervisory Guide*, SENSONICS, www.sensonics.co.uk
- [5] MMS 6220/BD Dual Channel Shaft Eccentricity Monitor.
- [6] *Method for determining current eccentricity of rotating rotor and method of diagnostics of eccentricity of rotating rotor*, US Patent Application Publication # US 2014/0238128 A1, Aug. 28, 2014.
- [7] Taylor J.R., *Wstęp do analizy błęd pomiarowego*, PWN, Warszawa 2018, 2, ©1999.
- [8] Norris G., *New P&W President Has ‘Nothing To Hide’ On GTF Starting Issue*, Aviation Daily, Feb. 16, 2016.
- [9] Arai O., Use S., Hirose S., Nagai S., Teranishi M., Kamino K., *Characteristics and Applications of Hitachi H-25 Gas Turbine*, “Hitachi Review” 2008, No. 6, Vol. 57 (2008), p. 273-279.
- [10] ISO 20816-4:2018, Mechanical vibration – Measurement and evaluation of machine vibration – Part 4: Gas Turbines in excess of 3 MW, with fluid film bearings.
- [11] Bastow P., Fenner R., *The Practical Application of On-Line Systems to the Diagnosis of Machine Problems* [in:] Diana G. (eds) *Diagnostics of Rotating Machines in Power Plants*. International Centre for Mechanical Sciences (Courses and Lectures), vol. 352. Springer-Verlag, ©1994, Vienna, p. 49-73. https://www.profess.cz/dynamic/produkty/dokument/MMS6220BD_DL_EN.pdf

