

Patrick Ashley, GE, BENTLY NEVADA, Manchester, United Kingdom
 Piotr Miałkowski, GE, Oddział BENTLY NEVADA, Warszawa, Polska
 Ryszard Nowicki, GE, Oddział BENTLY NEVADA, Poznań, Polska

DIAGNOSTYKA DRGAŃ SPIRALNYCH WIRNIKOWYCH MASZYN ELEKTRYCZNYCH

DIAGNOSTICS OF SPIRAL VIBRATIONS IN ROTATING ELECTRIC MACHINERY

Streszczenie: Omówiono przykłady wnioskowania o stanie technicznym wirnikowych maszyn elektrycznych w przypadku wystąpienia drgań spiralnych. Analizy drgań typu APHT NX pozwalają na szybkie postawienie poprawnej diagnozy, co umożliwia skrócenie czasu awaryjnego odstawienia agregatu krytycznego, jeśli jest ono niezbędne. Pokazano przykłady drgań spiralnych dla silnika asynchronicznego napędzającego pompę główną linii przesyłowej ropy oraz generatora 4-biegunowego.

Abstract: This paper describes examples of inference about rotating electrical machinery technical condition for situations when spiral vibrations happen. Analysis of these vibrations allows quickly formulated diagnosis of root causes of a problem, and if the malfunction results in the shutdown it can reduce the time an asset is out of operation. Examples of problems relating to electric motor driven a main oil line pump and 4-pole generators are discussed.

Słowa kluczowe: stan techniczny, drgania spiralne, elektro-pompa, turbo-generator

Keywords: technical condition, spiral vibrations, electric motor driven pump, turbine-generator

1. Wstęp

W maszynach wirnikowych mogą występować przytarcia o różnej intensywności. W skrajnych przypadkach są to przytarcia lekkie i przytarcia ciężkie. Ciepło generowane podczas przycierania prowadzi do statycznej deformacji kształtu wirnika i w konsekwencji do zmiany jego niewyważenia. Do wektora niewyważenia resztkowego wirnika, czyli do niewyważenia, które ma miejsce bez efektu przycierania, dodaje się dodatkowy wektor niewyważenia, który jest efektem deformacji cieplnej będącej rezultatem wygięcia wirnika wskutek rozszerzenia materiału w miejscu przycierania. Sumowanie się w/w wektorów powoduje modyfikację położenia tzw. ciężkiego punktu wirnika, co jest równoznaczne z modyfikacją położenia także jego tzw. punktu wysokiego. W konsekwencji następuje systematyczne przemieszczanie się kierunku reprezentatywnego dla położenia niewyważenia sumarycznego. Konsekwencją procesów ciernych są ślady na powierzchniach trących o siebie ciał.

W przypadku maszyn wirnikowych możemy mówić o kilku typach przytarcia ze względu na rodzaj substancji powodującej wyżej opisaną zmianę pola temperatury na obwodzie wału.

Niesprawność ta prowadzi do *drgań spiralnych* (ang. *spiral vibrations*). O ile w piśmiennictwie angielskim, w odniesieniu do drgań, słowo „*spiral*”, w zależności od kontekstu wypowiedzi, może być interpretowane jako *spiral* we współrzędnych biegunowych lub jako *proces drganiowy podlegający na przemian wzrostowi i maleniu*, to w piśmiennictwie krajowym konotacja do płaszczyzny fazowej jest wciąż jeszcze słaba. Wynika to z faktu, że analizy fazowe są wciąż wykorzystywane okazjonalnie, a drgania analizowane przede wszystkim z punktu widzenia zmiany ich poziomu. Tak więc w języku polskim możemy mówić o *drganiach falujących* w przypadkach, w których zachodzi zmiana magnitudy oraz niekoniecznie zmiana fazy (z efektem takim mamy do czynienia w konsekwencji zdudniania drgań), oraz o *drganiach spiralnych* wtedy, kiedy ma miejsce zmiana magnitudy (w tym przede wszystkim amplitudy wektora 1X), czemu towarzyszy także systematyczna zmiana fazy wektora 1X. W konsekwencji *drgania spiralne* będą szczególną formą *drgań falujących*.

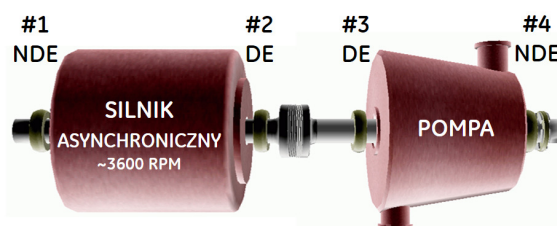
W artykule pokazano przykłady wystąpienia *drgań spiralnych* w odniesieniu do wirnikowych maszyn elektrycznych.

2. Mechanizmy powstawania drgań spiralnych

Można mówić o dwóch mechanizmach powstawania drgań spiralnych: Są to efekt Newkirka [1] [2] efekt Mortona [3] [4] zwany też zróżnicowanym podgrzewaniem wału (ang. *Shaft Differential Heating* [5]). W przypadku efektu Newkirka tym lokalnym źródłem ciepła jest tarcie między wałem oraz inną częścią metalową (np. uszczelnienie) lub substancją niemetaliczną (np. osadzone w rejonie łożyska pozostałości po spalonym oleju). Efekt Mortona jest powodowany przez anizotropię pola temperatury płynu (np. oddziaływaniem w łożysku oleju na wał) wokół wału posiadającego masę przewieszoną. To anizotropowe pole powodować może zróżnicowane nagrzewanie się wału na jego obwodzie. Oba wymienione efekty prowadzą do pojawienia się zgięcia wału, powodującego zmianę poziomu drgań oraz zmianę w czasie wzajemnego położenia punktów ciężkiego oraz wysokiego, co w konsekwencji skutkuje zmianą fazy drgań. Tak więc, w trakcie występowania w/w efektów, obserwowana jest na płaszczyźnie fazowej cykliczna zmiana wektora drgań $1X$, której prędkość może być uzależniona od intensywności generowania ciepła, pojemności cieplnej wału, oraz warunków odprowadzania ciepła z pracującej maszyny. Faza wektora zmienia swoje położenie na płaszczyźnie fazowej, w przybliżeniu ze stałą i na ogół z dość wolną prędkością. Jeśli jest to „lekkie przycieranie” to w konsekwencji postępująca zmiana deformacji kątovej wirnika będzie procesem powolnym, a osiągnięty cykl graniczny może mieć amplitudę poniżej wartości zabezpieczeń. Jednocześnie praktycznie nie występuje wycieranie się powierzchni (zmiana luzów) co powoduje, że drgania te mogą utrzymywać się przez długi czas (miesiące, lata). Alternatywnie do przytarć lekkich, występują przypadki przytarć ciężkich. Są one szczególnie dotkliwe dla użytkownika, jeśli dotyczą maszyny krytycznej dużej mocy. W przypadku przytarć ciężkich nie występują drgania falujące, a ich jedynym skutkiem jest systematyczny wzrost poziomu drgań. Wektor drgań powodowany niewyważeniem charakteryzuje się kołową zmianą fazy, co w efekcie prowadzi do obserwowania na płaszczyźnie fazowej obrazu czystej spirali prowadzącej do wybicia maszyny przez układ zabezpieczeń i/lub zmiany luzów. W literaturze można znaleźć dywagacje doty-

czące (i) możliwej największej prędkości procesu prowadzącej do zmiany położenia wektora $1X$ o wartość kąta 2π oraz (ii) kierunku możliwej zmiany kąta fazowego. Problematyka ta nie będzie dyskutowana w niniejszej publikacji. W kolejnych punktach zostaną opisane dwa przypadki rozpoznania lekkich przytarć w uszczelnieniach kolejno dla agregatu pompowego, którego silnik asynchroniczny pracuje z prędkością nieco poniżej 3600 RPM) oraz dla turbogeneratora 4-biegunowego.

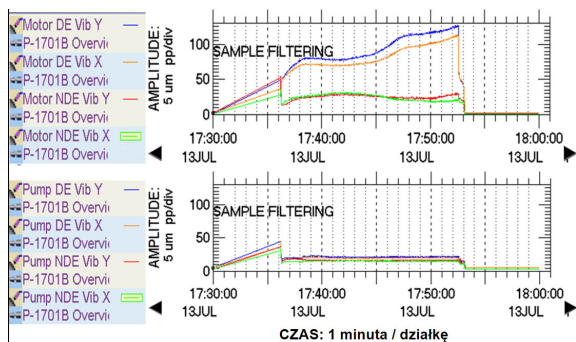
3. Problem silnika agregatu pompowego



Rys. 1. Schemat agregatu pompowego

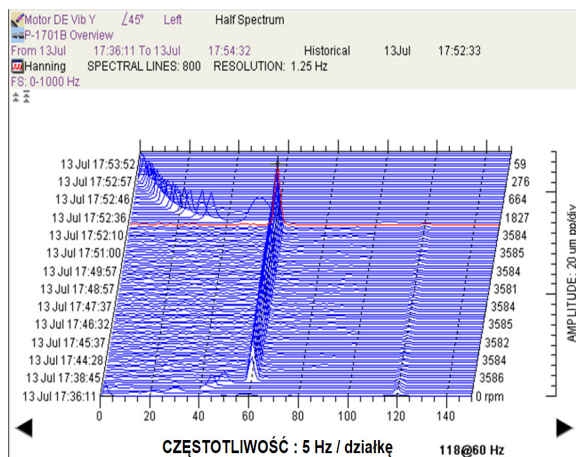
Agregat pompowy jak pokazany na schemacie na Rys. 1 (zatem podobny do pokazanego na str. 193 w [6]) jest wyposażony w system nadzoru stanu technicznego, na który składają się (i) czujniki zainstalowane zgodnie z wymaganiami standardu API 670, (ii) system monitorowania i zabezpieczeń (tu **SYSTEM 3500**) oraz (iii) system akwizycji danych diagnostycznych klasy On-Line umożliwiający gromadzenie danych w stanach przejściowych (tu **SYSTEM 1**). Do systemu monitorowania i zabezpieczeń podłączone są czujniki bezkontaktowe (drgania względne, przesuw osiowy, znacznik fazy), temperatury (węzłów łożyskowych, uzwojeń silnika oraz oleju), poziomu oleju, a także ciśnienia (różnicowego na filtrze oleju oraz w systemie uszczelnień). Oprócz pomiarów symptomów stanu technicznego realizowanych przez system nadzoru stanu technicznego dla sygnałów generowanych z w/w czujników, monitorowana jest także sprawność działania agregatu pompowego. Do systemu diagnostyki są także dodatkowo importowane wybrane zmienne procesowe, które mogą mieć wpływ na wartości mierzonych symptomów stanu.

W czasie poremontowego uruchomienia agregatu pompowego, w kilkanaście minut po uruchomieniu silnika, doszło do jego odstawienia w wyniku zadziałania zabezpieczeń na okoliczność wzrostu drgań. Bezpośrednią przyczyną były drgania względne w węzle łożyskowym silnika leżącym po jego stronie napędowej.



Rys. 2. Zmiana drgań względnych XY łożysk DE i NDE silnika (u góry) oraz pompy (na dole)

Na Rys. 2 pokazano zmiany pomiarów drgań dla wszystkich węzłów łożyskowych agregatu pompowego, dla którego oznaczenie „DE” dotyczy węzłów łożyskowych od strony sprzęgła, a „NDE” węzłów po stronie przeciwnej korpusu. Widoczna jest stabilizacja poziomów drgań w trzech węzłach łożyskowych (poczynając od godziny ~17:36 na osi czasu), natomiast dla węzła DE silnika obserwowany jest ich sukcesywny wzrost. ~17:53 drgania przekraczają poziom zabezpieczeń (tu: 150 μm pp), co powoduje odstawienie agregatu.

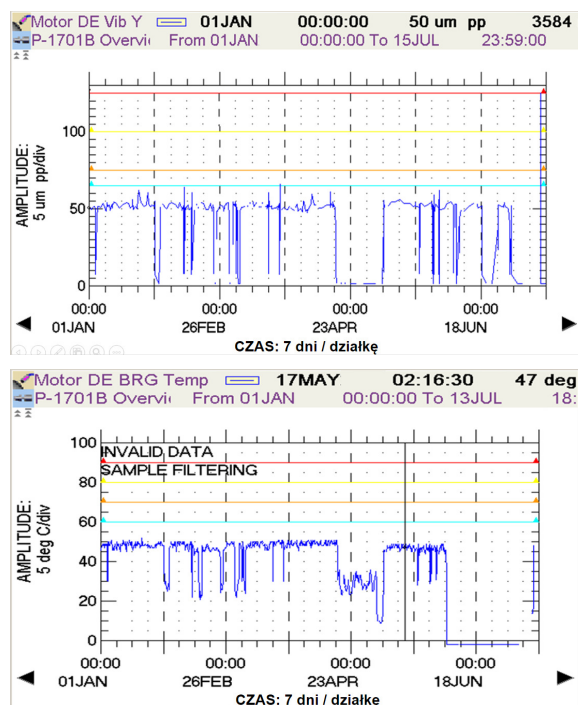


Rys. 3. Widmo potokowe drgań dla sygnału z czujnika Y węzła łożyskowego strony napędowej silnika

Przyczyna odpowiedzialna za ten nienormalny wzrost drgań względnych może być powiązana (ale nie musi) ze składową obrotową.

Tak więc w kolejnym kroku dokonano sprawdzenia składu widmowego drgań. Na Rys. 3 pokazano widmo potokowe odpowiadające temu samemu przedziałowi czasowemu, dla którego są wykonane analizy zamieszczone na Rys. 2. Z analizy tej wynika, że zdecydowana większość energii drgań zawiera się w składowej obrotowej.

Przeprowadzając analizy mające na celu zdiagnozowanie złego stanu technicznego dobrze jest mieć informację o *normalnych* poziomach drgań analizowanego obiektu. Na Rys. 4 pokazano historyczne trendy zmiany symptomów stanu technicznego (temperatury metalu łożyska oraz poziom drgań względnych czopa) w problematycznym węźle łożyskowym z wynoszącym około pół roku okresu poprzedzającego przeprowadzony remont.

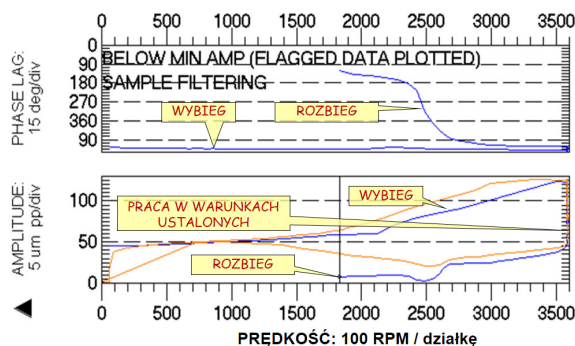


Rys. 4. Trendy historyczne drgań (u góry) i temperatury (na dole) węzła łożyskowego DE silnika

Z analiz wynika, że dla pracującego silnika poziom drgań kształtował się na poziomie ~55 μm pp, natomiast temperatura metalu łożyska wynosiła ~50°C (przy zabezpieczeniu ustawionym na poziomie 90°C). Można zauważyć, że bezpośrednio po uruchomieniu silnika poziom drgań w problematycznym węźle łożyskowym osiągnął wartości zbliżone do pokazanych na trendzie historycznym, natomiast następnie zaczął wzrastać z gradientem ~6μm/minutę, co po około kwadransie doprowadziło do awaryjnego odstawienia agregatu.

Na Rys. 5 pokazano nieskompensowaną charakterystykę Bode’go wektora 1X sygnału z czujnika 2Y odpowiadającą problematycznemu uruchomieniu (druga połowa rozbiegu i pełen wybieg). Charakterystyka pozwala rozpoznać rezonans układu wirnikowego dla obrotów ~2500 RPM w warunkach rozbiegu wirnika. Po

osiągnięciu prędkości nominalnej potwierdza ona wzrost poziomu drgań w czasie pracy agregatu z prędkością nominalną wirnika (która widoczna jest również na Rys. 2 i nie pokazuje już żadnego rezonansu układu wirnikowego w czasie wybiegu. Fakt ten może świadczyć z dużym prawdopodobieństwem o dosztywnieniu układu wirnikowego i w konsekwencji przemieszczeniu się jego rezonansu do częstotliwości powyżej obrotów nominalnych bowiem pokazana na Rys. 5 charakterystyka wybiegowa posiada trend opadający wraz z obniżaniem się prędkości obrotowej wirnika.



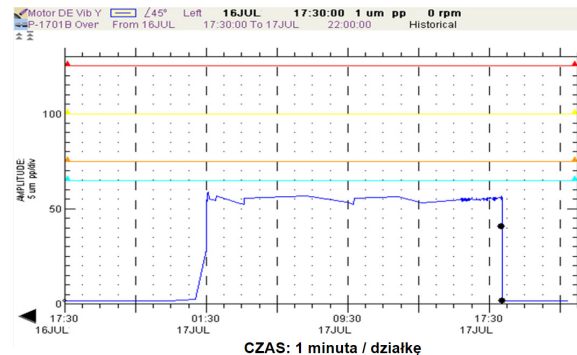
Rys. 5. Charakterystyki Bode'go sygnału 1X z czujnika Y zainstalowanego w łożysku DE silnika

Ze względu na fakt, że w czasie rozwoju awarii nie zaobserwowano zmian w pomiarach temperatury metalu łożysk, podejrzenie padło na brak poprawności pracy uszczelnienia labiryntowego wału w rejonie łożyska #2. Zadysponowano sprawdzenie stanu tego uszczelnienia, bowiem jeśli podejrzenie byłoby trafne, to ze względu na krótkość rozwoju awarii (w sumie około 15 minut) intensywność źródła ciepła winna być na tyle duża, że w konsekwencji tak wał jak i uszczelnienie winno nosić ślady przytarcia. Tak rozwijające się przytarcia generują zazwyczaj na tyle duże ilości ciepła, że oprócz deformacji (zgięcia) wirnika następują także trwałe zmiany metalograficzne przypowierzchniowej warstwy metalu wału powodujące zmianę jego koloru.

Przeprowadzona inspekcja pokazała ewidentne ślady przytarcia. Rozpoznanie typu uszkodzenia pozwoliło na podjęcie decyzji o demontażu silnika i skierowania go do naprawy.

Awaryjne odstawienie nastąpiło (vide Rys. 2) około godziny 18-ej 13 lipca. Natomiast w nocy z 16/17 lipca było już możliwe przeprowadzenie próbnego uruchomienia agregatu pompowego po naprawie silnika w miejscu odległym od

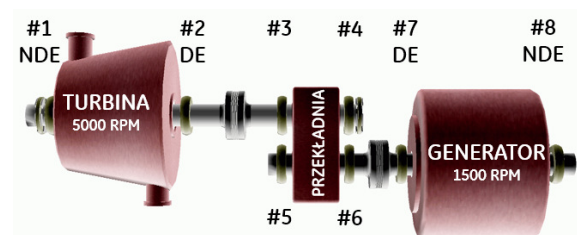
miejsca lokalizacji napędzanej nim pompy. Na Rys. 6 pokazano 16-godzinny trend drgań w czasie uruchomienia testowego dla węzła łożyskowego, który uprzednio spowodował awaryjne odstawienie agregatu. Jak widać drgania charakteryzują się niezmiennym poziomem, który jest praktycznie taki sam jak historyczne pomiary drgań pokazane na Rys. 4.



Rys. 6. Trend drgań względnych z czujnika Y w węźle DE silnika w czasie ruchu testowego po naprawie

4. Drgania spiralne generatora

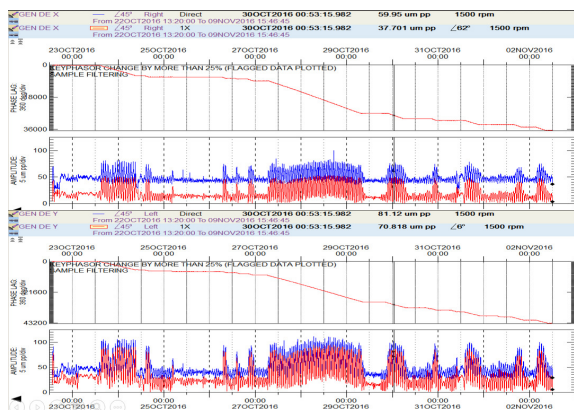
Problemy powodowane drganiami spiralnymi w podobnym stopniu jak dla silników mogą również być obserwowane dla generatorów. Na Rys. 7 pokazano schemat agregatu, na którym zaobserwowano drgania falujące, które w jednym z węzłów łożyskowych osiągnęły poziom bliskie dopuszczalnemu poziomowi alarmowemu.



Rys. 7. Schemat agregatu turbo-generatora

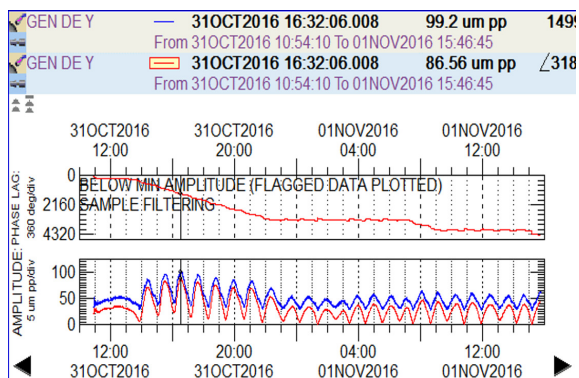
Rys. 8 i Rys. 9 prezentują charakterystyki trendu drgań składające się z trendu poziomu ogólnego (pomiar DIRECT w zdefiniowanym paśmie częstotliwości) i z trendów amplitudy (w części polnej) oraz fazy (w części górnej) wektora 1X tj. składowej obrotowej drgań, dla sygnałów z czujników drgań względnych w łożysku generatora po jego stronie napędowej. Operatorzy, z reguły dysponują (w systemie DCS) jedynie fragmentem przedstawionych analiz mówiącym o zmianie poziomu ogólnego drgań. Ograniczając się do takich analiz nie

można dokonać oceny wskazującej na prawdopodobny rodzaj uszkodzenia, a w konsekwencji oceny możliwego ryzyka poważnego uszkodzenia majątku produkcyjnego.



Rys. 8. Trend 10-dniowy drgań względnych czujników XY łożyska #7

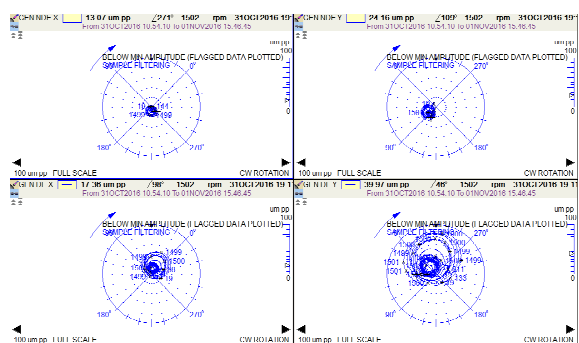
Na Rys. 8 pokazano charakterystyki trendu wektora 1X dla sygnałów z czujników drgań względnych XY w łożysku #7. Pomiary dla obu kanałów charakteryzują się dużym skorelowaniem, w znacznym stopniu skorelowane są także amplitudy składowej 1X z magnitudami sygnałów, natomiast fazy wektorów charakteryzują się systematycznym opóźnieniem charakterystycznym dla drgań spiralnych.



Rys. 9. Trend ~dobowy drgań względnych sygnału z czujnika Y łożyska #7

To co przede wszystkim niepokoiło operatorów to cykliczność zmiany poziomu drgań. Na Rys. 9 pokazano podobną charakterystykę do tych, które zamieszczono na Rys. 8, ale dla krótszego przedziału czasu i ograniczono się jedynie do sygnału z czujnika 7Y. Widoczna jest wyraźna, około ~1-godzinna, cykliczność poziomu sygnału drgań oraz dość systematyczny trend opóźniający fazy sygnału. W odróżnieniu od operatorskich systemów prezentacji danych, w systemach wykorzystywanych przez służby

utrzymania ruchu możliwa jest (a raczej winna być używana) prezentacja analiz wektora drgań także w postaci wykresów biegunowych. W zależności od sposobu i celu prowadzenia analiz prowadzenie wnioskowania diagnostycznego na okoliczność różnych uszkodzeń może być łatwiejsze bądź to wykorzystując charakterystyki we współrzędnych prostokątnych bądź też biegunowych. W analizowanym przypadku charakterystyki biegunowe 1X jak pokazane na Rys. 10 dla wszystkich czterech czujników drgań wału generatora potwierdzają obecność drgań spiralnych, przy czym ta forma drgań w łożysku #7 jest zdecydowanie bardziej zaawansowana niż mająca miejsce w łożysku #8.



Rys. 10. Charakterystyki biegunowe 1X dla sygnałów czujników drgań względnych generatora

Przeprowadzone analizy pozwoliły na rozpoznanie drgań spiralnych, których przyczyna jest zlokalizowana w pobliżu węzła łożyskowego #7. Natomiast fakt, że zmienność poziomu drgań względnych była w tym przypadku stosunkowo niewielka i w najgorszej sytuacji nie przekraczała 100 μm, pozwolił na zbagatelizowanie obserwowanego falowania poziomu drgań przy pełnej świadomości, co za tę zmienność odpowiada oraz zalecenie nieprzerwanej pracy agregatu prądotwórczego.

5. Zakończenie

W artykule pokazano dwa przykłady zróżnicowanego rozwoju drgań spiralnych, za które odpowiedzialny był efekt Newkirka. W obu przypadkach przedmiotem analizy były agregaty krytyczne, a więc takie których system nadzoru stanu technicznego nie ograniczał się jedynie do systemu monitorowania i zabezpieczeń, ale który był w obu przypadkach nadbudowany o system diagnostyki klasy On-Line. W pierwszym z omówionych przypadków miał miejsce ciągły wzrost poziomu drgań (połączony z ciągłą opóźniającą się zmianą fazy drgań

wektora $1X$ – vide Rys. 5). Po awaryjnym odstawieniu agregatu możliwe było szybkie przeprowadzenie analiz danych zgromadzonych w bazie danych systemu diagnostyki, zdefiniowanie najbardziej prawdopodobnej przyczyny wzrostu drgań, skierowanie silnika do naprawy z jednoznacznym określeniem rodzaju niesprawności, która winna być zlikwidowana. Sposób rozwiązania problemu skutkowało w skróceniu do minimum czasu odstawienia awaryjnego.

W drugim przykładzie problemem również było falowanie poziomu drgań. Natomiast w tym przypadku maksymalne poziomy drgań nie przekraczały wartości nastaw alarmowych systemu zabezpieczeń turbo-generatora. W tym przypadku, także następował wzrost poziomu drgań, ale po osiągnięciu przez nie pewnego poziomu (wciąż jeszcze niższego od poziomu wyłączenia awaryjnego) *drżania spiralne* przechodziły asymptotycznie w *drżania kołowe*. Zmiana parametrów procesowych i związane z nią niewielkie zmiany w położeniu wału w łożysku generatora powodowała okresowy zanik *drgań spiralnych*, po czym ich ponowne pojawianie się (co jest widoczne na analizie – vide Rys. 8). Dewiacje w zachowaniu dynamicznym maszyny, którym nie towarzyszą zmiany nastaw procesowych zawsze budzą niepokój obsługi natomiast nie w każdym przypadku służby odpowiedzialne za produkcję posiadają narzędzia umożliwiające rozpoznanie i diagnostykę problemu, a także na ogół nie posiadają umiejętności pozwalających z narzędzi takich korzystać. Także w tym przypadku, nadzór agregatu realizowany nie tylko z pomocą systemu monitorowania i zabezpieczeń, ale także systemu diagnostyki umożliwił prowadzenie automatycznego gromadzenia danych i przeprowadzenie ich szybkiej analizy przy zaistnieniu wątpliwości co do stanu technicznego. W tym przypadku również zlokalizowano rodzaj pewnej niepoprawności działania generatora, natomiast zgromadzone dane pozwoliły ocenić tę niesprawność jako mało groźną i podjąć decyzję o jego nieprzerwanej pracy bez ryzyka wystąpienia poważnego uszkodzenia.

Literatura

- [1]. Newkirk, B. L., 1924, Shaft Whipping, General Electric review, 27(3), p. 169.
- [2]. Newkirk, Burt L., Shaft Rubbing. Relative Freedom of Rotor Shafts from sensitiveness to rubbing Contact When Running Above Their Critical

Speeds, Mechanical Engineering, Vol. 48, No. 8, pp. 830-832, 1926.

[3]. Keogh, P. S., Morton, P.G., Journal Bearing Differential Heating Evaluation With Influence on Rotor Dynamic Behaviour, Proceedings of the Royal Society, London, Vol. A441, 1993, pp. 527-548.

[4]. De Jongh, F. M., Morton, P. G., The synchronous instability of a compressor rotor due to bearing journal differential heating, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, October 1996, Vol. 118, pp. 816-824.

[5]. Lorenz J.A., Murphy B.T., Case Study of Morton Effect Shaft Differential Heating in a Variable-Speed Rotating Electric Machine, Proceedings of GT2011, ASME Turbo Expo, June 6-11 2011, BC, Canada

[6]. Maurice L., Adams JR., Rotating Machinery Vibration from analysis to troubleshooting, Case Western Reserve University, Cleveland Ohio, Marcel Dekker Inc., New York Basel, ISBN: 0-8247-0258-1, 2001.

[7]. Eckert L., Schmied J., Ziegler A., Case History and Analysis of the Spiral Vibration of a Large Turbogenerator Using Three Different Heat Input Models, 7th IFToMM-Conference on Rotor Dynamics, Vienna, Austria, 25-28 September 2006.

[8]. Muszyńska A., Thermal rub effect in rotating machines, ORBIT, BENTLY NEVADA publication 14(1):8-13, 1993.

[9]. Eckert L., Schmied J., Spiral Vibration of a Turbogenerator Set: Case History, Stability Analysis, Measurements and Operational Experience, *J. Eng. Gas Turbines Power* 130(1), 012509 (Jan 11, 2008).

Autorzy

Patrick Ashley
UK SSA Site Lead
GE Oil & Gas
Bently Nevada Division
Patrick.Ashley@ge.com
T (+44) 1695 380003



Dr inż. Piotr Miałkowski
GE Bently Nevada,
Oil & Gas Digital Solutions
Inflancka 4c bldg.. D
00-189 Warszawa
Piotr.Mialkowski@ge.com
T (+48) 601 710 844



Dr inż. Ryszard Nowicki
GE Bently Nevada,
Oil & Gas Digital Solutions
60-432 Poznań,
Myśluborska 62, Polska
Ryszard.Nowicki@ge.com
T (+48) 601 710 700

