

Ryszard Nowicki
GE, Oddział BENTLY NEVADA, Warszawa

DRGANIA SPIRALNE TURBOZESPOŁU GENEROWANE PRZEZ APARAT SZCZOTKOWY

TURBO-SET SPIRAL VIBRATIONS GENERATED BY A BRUSH GEAR SYSTEM

Streszczenie: Omówiono przykład wnioskowania o stanie technicznym turbozespołu w przypadku wystąpienia drgań spiralnych. Analizy drgań pozwalają na szybkie postawienie wysoce wiarygodnej diagnozy, co umożliwia podjęcie świadomej decyzji na okoliczność potrzeby remontu. Pokazano przykład drgań spiralnych dla generatora 2-biegunowego.

Abstract: This paper describes an example of inference about rotating turbo-generator set technical condition for situations when spiral vibrations happen. Analysis of these vibrations allows quickly formulated diagnosis of root cases of a problem, which allows you to make an informed decision about the need for maintenance. An example of a problem relating to 2-pole generator is discussed.

Słowa kluczowe: stan techniczny, drgania spiralne, turbina-generator, aparat szczotkowy
Keywords: technical condition, spiral vibrations, turbine-generator set, brush-gear system

1. Wstęp

Drgania spiralne mogą się generować w różnych punktach turbozespołów za przyczyną przytarc, a także dodatkowo w generatorze/wzbudnicy z powodu pracy aparatu szczotkowego i mogą się przenosić na podzespoły turbiny.

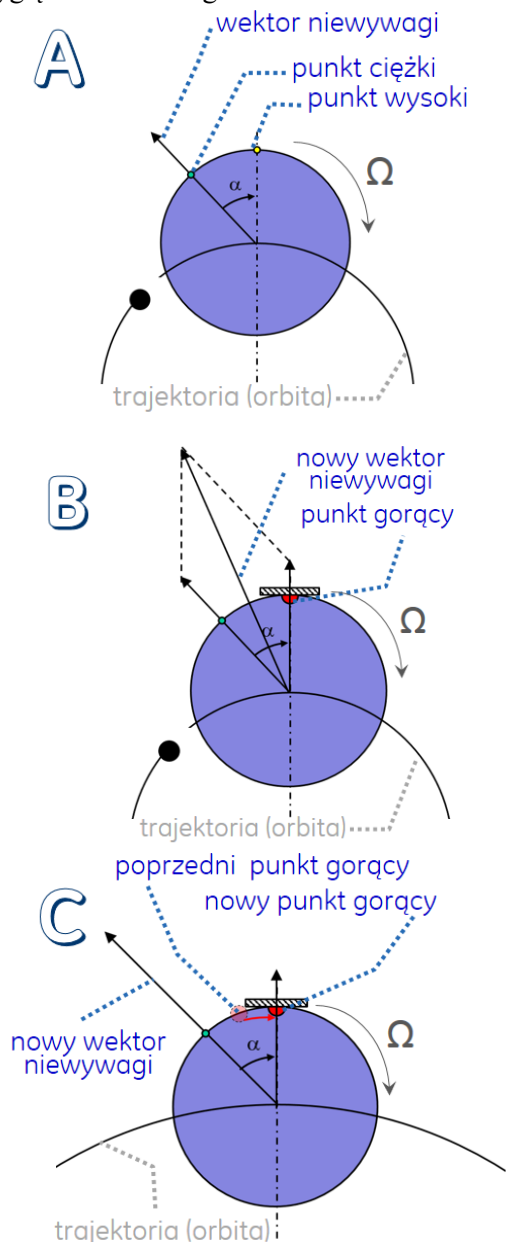
W [1] pokazano przykłady występowania efektu Newkirka dla wirnikowych maszyn elektrycznych. Omówione przypadki wynikały z lekkiego przytarcia występującego między wałem, a stacjonarną częścią maszyny, którą było uszczelnienie. W [2], [3] i [4] pokazano, że przyczyną drgań spiralnych w przypadku generatorów może być także fizyczny kontakt będący wynikiem oddziaływania szczotek na pierścienie ślizgowe. W [2] i [3] dokonano porównania reakcji wirnika generatora na zastosowanie zróżnicowanych aparatów szczotkowych, których zadaniem może być także zbieranie ładunków generowanych w wirniku (tzn. zapobieganie negatywnym skutkom prądów błądzących).

Celem publikacji jest pokazanie jak drgania spiralne generowane w wyniku procesu ciernego powodowanego przez aparat szczotkowy mogą wpływać na zmianę poziomów drgań w poszczególnych węzłach łożyskowych turbozespołu dużej mocy i jak można doprowadzić do ich zdiagnozowania.

2. Mechanizmy generowania drgań spiralnych

W zależności od stosunku działających sił normalnych (udara) i stycznych (tarcia) przytarcia powodują liczne i mocno zróżnicowane efekty dynamiczne. Jednym z nich jest zjawisko „krążenia” wektora drgań 1X (co jest typowe dla efektów Newkirka i Mortona). Kluczowym dla zrozumienia mechanizmów tych efektów jest uświadomienie sobie, że kierunek dynamicznego wygięcia wirnika na skutek jego niewyważenia [4] (kierunek odpowiedzi wirnika na niewyważenie czyli tzw. **punkt wysoki**, technicznie opisywany przez fazę wektora 1X) nie pokrywa się z kierunkiem niewyważenia symbolicznie przedstawionym na Rys. 1A jako tzw. **punkt ciężki**, który odpowiada dodatkowej masie występującej na pewnym promieniu idealnie wyważonego wirnika. Odpowiedź wirnika jest opóźniona o kąt α , zależny od występującego tłumienia i od różnicy aktualnej prędkości obrotowej Ω i prędkości rezonansowej najbliższej mody drgań (Rys. 1A). W przypadku kontaktu powierzchni wału (w **punkcie wysokim**) z elementem stałym (co ma miejsce dla efektu Newkirka), dochodzi do miejscowego nagrzewania się powierzchni i w konsekwencji do dodatkowego wygięcia wału, w kierunku **punktu gorącego** czyli aktualnego **punktu wysokiego**. Skutkuje to pojawieniem się nowej składowej niewyważenia (Rys. 1B). Powstaje zatem nowy stan niewyważenia będący niewyważeniem

rezultatywnym składającym się z oryginalnego wektora niewyważenia oraz z niewyważenia na skutek wygięcia termicznego.



Rys. 1. Model przytarcia typu Newkirka: (A) wirnik bez przytarcia, kąt fazowy punktu wysokiego opóźniony w stosunku do punktu ciężkiego o α ; (B) podczas przytarcia następuje wygięcie wirnika w kierunku punktu wysokiego, co skutkuje pojawieniem się nowej składowej niewyważenia i zmianą niewyważenia efektywnej; (C) kąt α pozostaje niezmienny, a więc zmienia się punkt wysoki

Nowa odpowiedź wirnika (tzn. nowe wygięcie dynamiczne) będzie również opóźniona o kąt α , a zatem punkt wysoki (faza drgań), tzn. punkt kontaktu przemieści się tak jak to ilustruje

Rys. 1C. Zauważmy, że fazy na rysunkach (B) i (C) zostały rozdzielone jedynie dla pogłębionej ilustracji mechanizmu opisywanej zmiany, natomiast w rzeczywistości jest to jeden ciągły proces powodujący postępującą zmianę fazy. Proces jest kontynuowany powodując wędrówkę położenia punktów kontaktu oraz odpowiedzi (wektora $1X$ drgań).

W przypadku maszyn wirnikowych możemy mówić o kilku typach przytarć ze względu na rodzaj substancji powodującej wyżej opisaną zmianę pola temperatury na obwodzie wału: tarcie między materiałami stałymi prowadzi do efektu Newkirka, natomiast między czopem i płynem do efektu Mortona. W artykule pokazano przykład permanentnego występowania *drgań spiralnych* na dużym turbozespołe, które generowane były w rejonie aparatu szczotkowego, a więc były konsekwencją efektu Newkirka.

3. Zróźnicowanie systemów monitorowania drgań turbozespołów

Wstępnie rozpatrzmy jakimi analizami drgań możemy dysponować dla turbozespołu, na którym pojawiają się drgania falujące.

Mimo od dawna istniejących standardów w jaki sposób turbozespoły winny być nadzorowane drganiowo wciąż jeszcze zdarzają się w tym zakresie znaczne dewiacje. Rzutują one wtórnie na zróźnicowanie jakości gromadzonych danych, mających być podstawą oceny różnych problemów dotyczących pogorszenia stanu technicznego.

Pierwsze systemy monitorowania drgań zostały zainstalowane na turbozespołach jeszcze w latach 30'tych minionego wieku i wykorzystywały wyłącznie pomiary drgań sejsmicznych. Dopiero ~20 lat później, opracowanie przez D. Bentley zblizeniowych czujników drgań, stworzyło możliwość pomiaru wstępnie drgań względnych wirników, a później także ich drgań absolutnych. W/w opóźnienie czasowe w zakresie możliwości prowadzenia pomiarów drgań wału rzutowało na fakt, że do końca lat 80'tych XX wieku znaczna liczba turbozespołów wciąż była monitorowana z pomocą techniki wykorzystującej jedynie (lub przede wszystkim¹) drgania sejsmiczne. Pomiary drgań

¹ Np. w Polsce do zestawu drgań sejsmicznych dodawany był tylko pojedynczy czujnik zblizeniowy, który w warunkach niskich prędkości obrotowych wirnika turbiny spełniał funkcję monitorowania

wirników zaczęły się upowszechniać dopiero w ostatniej dekadzie minionego stulecia. Natomiast w ciągu minionych 30 lat obserwuje się różne tendencje² w skonfigurowaniu systemów monitorowania drgań. I tak można wyróżnić:

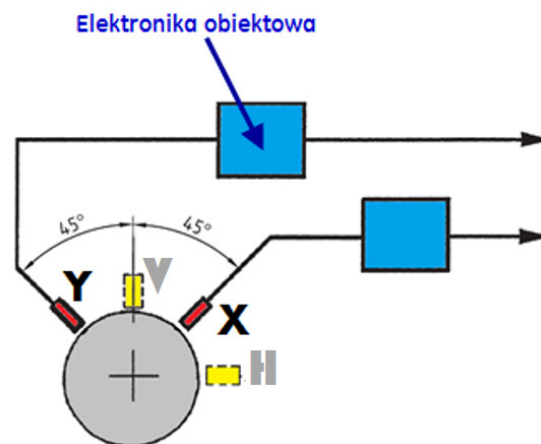
- A. Nadzór wyłącznie z pomocą drgań względnych XY ← jest to podejście informujące jedynie częściowo o stanie technicznym turbozespołu; zdarzają się takie sytuacje, w których mimo obserwowania niskich poziomów drgań, stan techniczny maszyny nie jest dobry bowiem charakteryzuje się ona wysokimi poziomami drgań sejsmicznych stojaków łożyskowych (co użytkownik nie zawsze rozpoznaje na czas, bowiem drgania sejsmiczne nie są monitorowane On-Line).
- B. Nadzór z pomocą czujników XY uzupełniony pojedynczym czujnikiem sejsmicznym w każdym węźle łożyskowym ← podejście takie jest wystarczające w przypadku elektrowni, które wciąż jeszcze wykorzystują jako podstawową formę UR turbozespołów *prewencyjne UR*.
- C. Nadzór jak w pkt. B jednak w celu pomiaru drgań sejsmicznych wykorzystywane są nie jeden ale dwa (wzajemnie prostopadłe) czujniki drgań VH ← podejście takie jest wymagane w przypadku elektrowni, które dążą do wdrożenia *utrzymania ruchu* bazującego na stanie technicznym (tzw. CBM = Condition Based Maintenance); typowo wykorzystywane zorientowanie czujników zostało zilustrowane na Rys. 2.

Natomiast wciąż jeszcze znajdują się kraje, w których podstawową formą nadzoru turbozespołów są pomiary drgań sejsmicznych:

- D. Nadzór przede wszystkim z pomocą drgań sejsmicznych, w którym to celu wykorzystywane są trzy wzajemnie prostopadłe czujniki AVH ← taka forma nadzoru wciąż jeszcze dominuje np. w Rosji.

ekscentryczności, natomiast w warunkach obrotów nominalnych prowadził jednokierunkowy pomiar drgań względnych wału (sic! *wału*, a nie *czopa* bowiem pomiar *ekscentryczności* z definicji winien być realizowany wystarczająco daleko od węzła łożyskowego).

² Te zróżnicowane tendencje wynikają ze zróżnicowanych preferencji, które z kolei mogą być różne w zależności od tego czy na kształt systemu monitorowania pierwszoplanowo wpływa dostawca turbozespołu czy też kupujący.



Rys. 2. Typowe zorientowanie czujników drgań względnych XY oraz sejsmicznych VH instalowanych w stojakach łożyskowych turbozespołów.

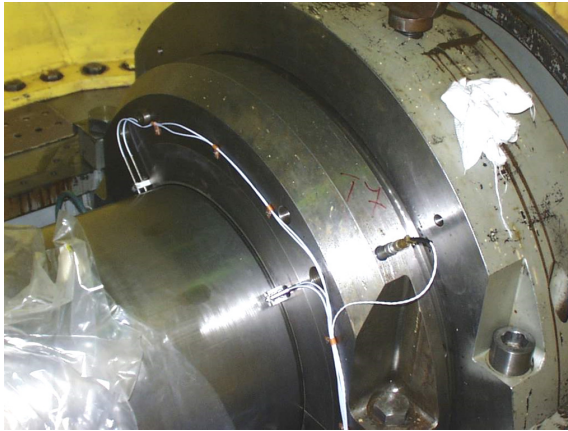
Powyższa konstatacja co do formy pomiarów drgań turbozespołów nie wyczerpuje tematu. Kolejną ważną kwestią wpływającą na diagnostyczną jakość analiz dostępnych w systemie diagnostyki z pomocą w/w konfiguracji czujników jest kwestia zróżnicowania ich instalacji. W tym zakresie należy być świadomym konsekwencji montażu czujników bezpośrednio do:

- a. łożysk,
- b. pokryw lub stojaków łożyskowych.

Rozwiązanie „a” jest bezwzględnie lepsze bowiem minimalizuje szum drganiowy natury mechanicznej (drgania pokryw cechują się większym zróżnicowaniem niż drgania łożysk). Zauważmy także, że montaż czujników XY do pokryw, wciąż jeszcze umożliwiając dynamiczne zabezpieczenie turbozespołu (wystarczające dla jego *prewencji*) uniemożliwia praktycznie realizację charakterystyk SCL mówiących o zmianie położenia czopów w łożyskach, a więc słabo wspomaga CBM [5].

Na Rys. 3 pokazano dla wybranego węzła łożyskowego sposób instalacji czujników w czasie wdrożenia systemu monitorowania drgań przeprowadzonego ~15 lat temu dla turbiny ~800 MW: zainstalowano czujniki XY z redundancją (!) oraz z wymaganej pary VH jedynie pojedynczy (sic!) czujnik sejsmiczny H. Taka instalacja czujników umożliwiała jednokierunkowy nadzór drgań absolutnych wirnika (co jest wymagane przez producenta tej konkretnej turbiny). Monitoring ten podlega aktualnie ulepszeniu z duchem obowiązujących współcześnie standardów drganiowych. W ramach unowocześnienia dodaje się we wszystkich węzłach łożyskowych drugie czujniki

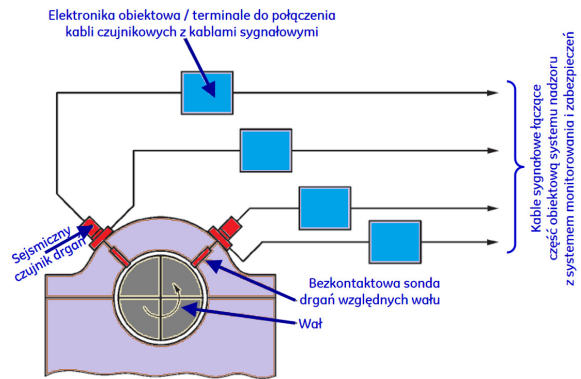
sejsmiczne umożliwiające nadzór drgań absolutnych wału także na kierunku prostym w stosunku do już realizowanego.



Rys. 3. Patologiczny przykład zestawu czujników drgań dla łożyska turbiny dużej mocy

W tym duchu widoczna jest również współcześnie zachodząca ewolucja standardów drganiowych. O ile w przeszłości standardy ISO ewaluowały w dwóch niezależnych dokumentach ustosunkowujących się do drgań względnych wirników oraz do drgań sejsmicznych elementów nieruchomych maszyny, o tyle standard najnowszy (ISO-20816) obejmuje swoim zakresem w ramach pojedynczego dokumentu obie formy drgań i jest bardziej restrykcyjny, bowiem zaleca instalację czujników XY oraz VH współosiowo (tak jak to pokazano na Rys. 4; w praktyce współosiowość była już stosowana w szeregu przypadków dla większych turbozespołów – vide Rys. 3).

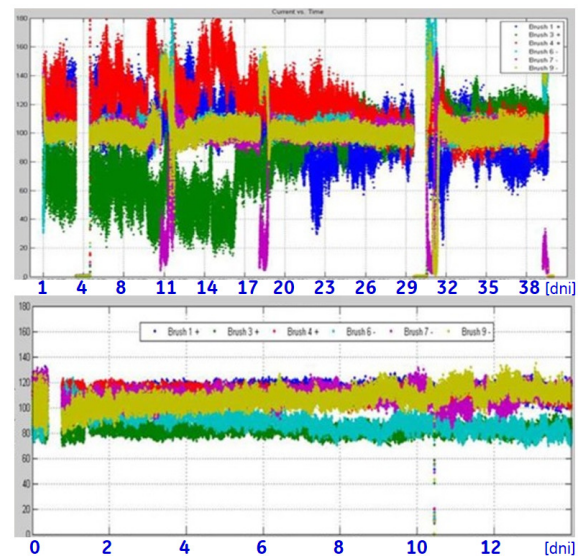
U podstaw tego wymogu leży następny krok w ewolucji nadzoru drganiowego turbozespołów większych mocy sprowadzający się do nadzoru drgań absolutnych wirników. Pokazane na Rys. 4 czujniki wciąż mierzą drgania względne oraz drgania sejsmiczne, natomiast sygnały drgań bezwzględnych wirników (MN) na kierunkach XY generowane są poprzez sumowanie w systemie monitorowania i zabezpieczeń sygnałów XY oraz VH. System monitorowania winien także umożliwiać generowanie alarmów dla sygnałów MN.



Rys. 4. Zorientowanie czujników drgań względnych XY oraz sejsmicznych VH zalecane przez STANDARD ISO-20816.

4. Układ szczotkowy jako przyczyna drgań spiralnych wirników turbozespołu

Chociaż praca aparatu szczotkowego formalnie nie jest przytarcie w rozumieniu jakiejś niesprawności maszyny, bowiem kontakt szczotek jest przewidziany konstrukcyjnie, to jednak jego nierównomierność powoduje powstanie punktu gorącego i dla pewnych konfiguracji wirnika mogą się zacząć zmieniać charakterystyki drgań w sposób podobny do opisanego w [1].

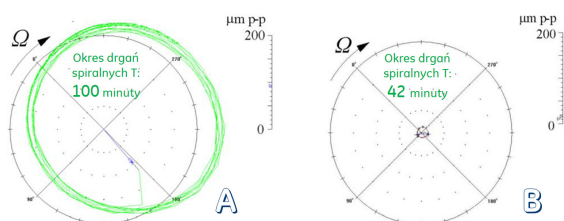


Rys. 5 Prąd płynący przez szczotki w rozwiązaniu pierwotnym (u góry) oraz ulepszonym (na dole)

Nadmierna czułość wirnika na lokalny efekt termiczny generowany przez aparat szczotkowy stanowi istotny problem konstrukcyjny, ponieważ działanie maszyny wymaga kontaktu szczotek, a pewna (i do tego zmieniająca się) nierównomierność tego kontaktu może wystąpić z różnych przyczyn eksploatacyjnych.

Na Rys. 5 [6] pokazano zróżnicowanie prądów dla różnych aparatów szczotkowych (dynamika osi pionowej obu zamieszczonych trendów wynosi 160 A). Z pokazanych analiz wynika, że dla dwóch różnych aparatów szczotkowych wykorzystywanych dla tej samej maszyny może mieć miejsce znaczne zróżnicowanie prądów, co w konsekwencji może się przekładać na anizotropowe nagrzewanie pierwotnie pierścieni ślizgowych i wtórnie wału. 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 płynną 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.

Rys. 6 [3] ilustruje jak dalece ulepszony aparat szczotkowy może przyczynić się do obniżenia magnitudy drgań spiralnych. Pokazano na nim poziomy drgań po stronie nie napędowej generatora mierzone przed (Rys. A) i po (Rys. B) zmodernizowaniu aparatu szczotkowego. Przed modernizacją maksymalna magnituda drgań wynosiła 250 μm p-p (a ich okres zmienności ~ 100 minut) natomiast dla aparatu zmodernizowanego drgania zmalały do 16 μm p-p (a cykl ich okresowości skrócił się do ~ 42 minut).

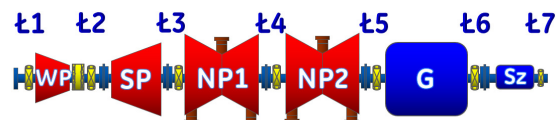


Rys. 6. Magnituda drgań spiralnych dla dwóch wariantów aparatu szczotkowego: (A) pierwotnie wykorzystywanego, (B) zmodernizowanego.

5. Studium przypadku

Na Rys. 7 pokazano schemat turbozespołu (moc ~ 450 MVA @ obroty 3000 RPM), który podlega monitorowaniu drgań z pomocą czujników XY oraz z pomocą pojedynczych czujników sejsmicznych H mocowanych poziomo w każdym stojaku łożyskowym (a więc w stosunku do konfiguracji pokazanej na Rys. 2 brakuje czujników „V”, a także jest to konfiguracja

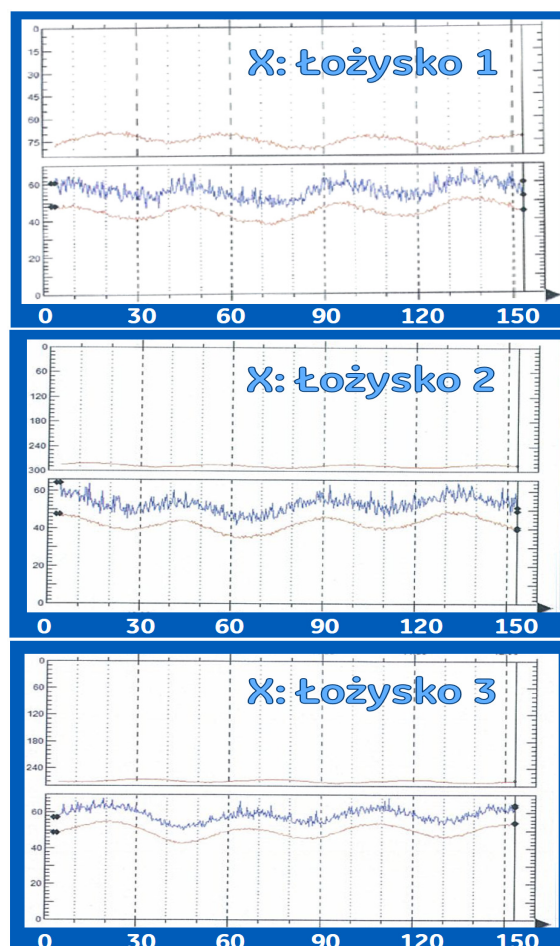
nie odpowiadająca wymogom zilustrowanym z pomocą Rys. 4). Jak widać trzy węzły łożyskowe o najwyższych numerach to łożyska główne turbogeneratora (Ł5 i Ł6) oraz łożysko aparatu szczotkowego (Ł7).

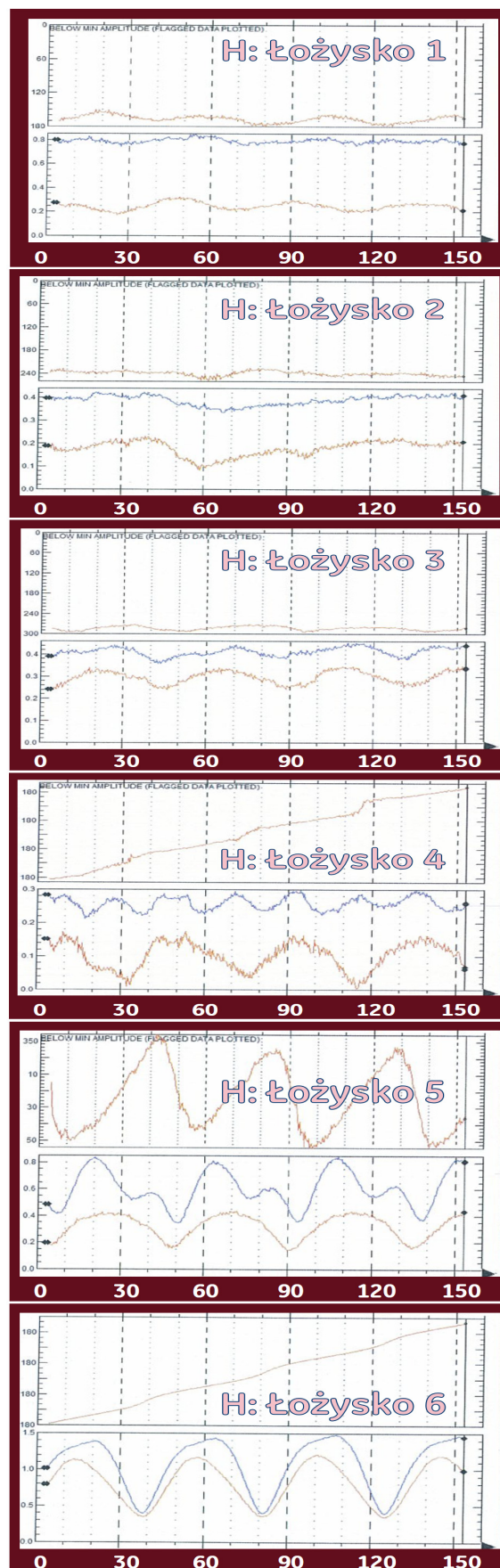
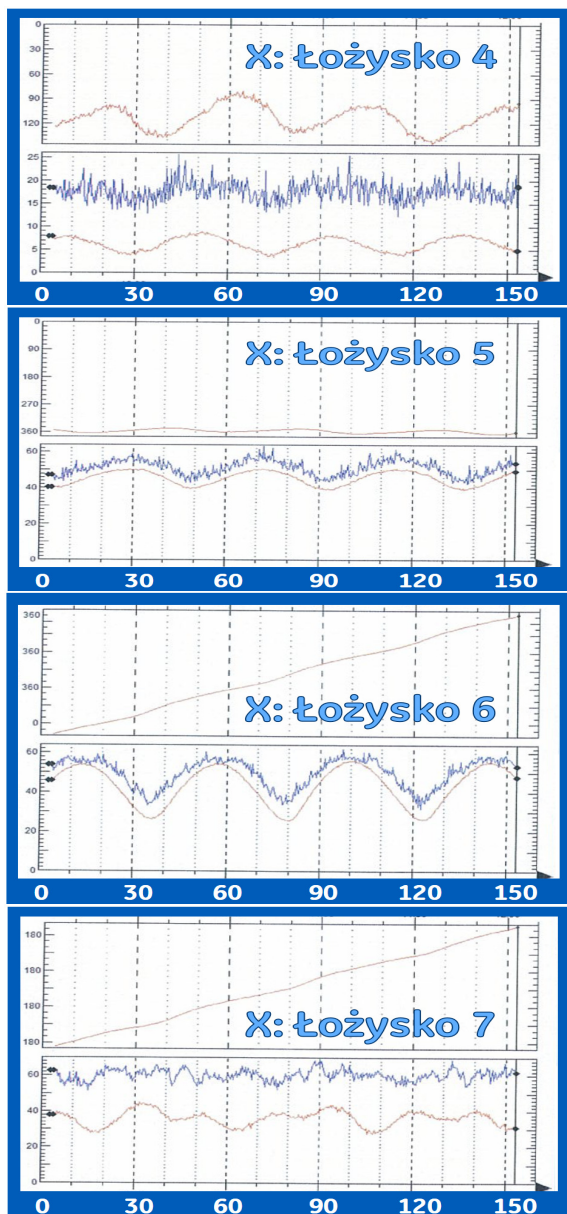


Rys. 7. Schemat turbozespołu

Dla tego turbozespołu rozpoznano występowanie drgań falujących o różnym stopniu zaawansowania w poszczególnych węzłach łożyskowych.

Na Rys. 8 dla toru pomiarowego X pokazano falowanie drgań względnych w czasie (drgania w kanale pomiarowym Y charakteryzowały się dość znacznym podobieństwem tak przebiegów jak i ich dynamiki do drgań w kanale X).

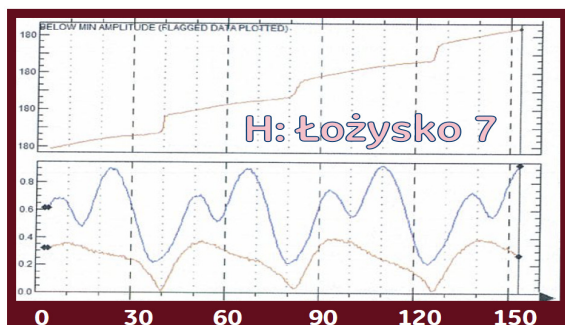




Rys. 8. Drgania względne wału na kierunku X w poszczególnych węzłach łożyskowych

Dla każdego łożyska pokazano dwie charakterystyki: górna prezentuje zmienność fazy drgań natomiast dolna przedstawia dwa trendy drgań: magnitudy (krzywa górna) oraz wektora $1X$ (krzywa dolna). Oś czasu jest opisana w [minutach] i ilustruje obserwowane zjawisko w czasie $\sim 2,5$ godziny.

Na Rys. 9 pokazano trend prędkości drgań obserwowanych z pomocą czujników sejsmicznych H w poszczególnych węzłach łożyskowych. W tym przypadku również charakterystyka górna opisuje zmienność fazy drgań, natomiast dolna zmienność magnitudy prędkości drgań (krzywa górna) oraz trend ich wektora $1X$ (krzywa dolna).



Rys. 9. Drgania stojaków łożyskowych w poszczególnych węzłach łożyskowych

Analiza zaprezentowanych charakterystyk prowadzi do następujących wniosków:

- i. We wszystkich punktach pomiarowych drgania charakteryzują się trendem falującym.
- ii. Okres falowania drgań wynosi nieco powyżej 40 minut. Spostrzeżenie to pozostaje w zgodności z danymi przytoczonymi w [3] gdzie skonstatowano, że dla generatorów pracujących z prędkością obrotową 3000...3600 RPM okres drgań spiralnych waha się w przedziale 20...210 minut, natomiast dla generatora o zbliżonej mocy do tutaj diskutowanego (450 MVA i 3600 RPM) wynosił 60...100 minut.
- iii. Dla różnych łożysk charakterystyki drgań pozostają w różnym sfazowaniu; np. dla drgań X wirnika WP oraz XŁ4 i XŁ7 charakteryzują się one początkowym trendem malejącym poziomów, natomiast dla łożysk Ł3, Ł5 i Ł6 początkowy trend zmiany poziomów jest rosnący.
- iv. Dla pomiarów w różnych węzłach łożyskowych obserwowane jest zróżnicowanie składu widmowego drgań; i tak np. dla większości drgań względnych wirnika energia wektora 1X jest bliska sumarycznemu poziomowi drgań, co świadczy o znikomym udziale energii składowych drgań o innych częstotliwościach; wyjątek stanowią pomiary XŁ4 oraz XŁ7. Natomiast zupełnie odwrotnie przedstawia się sytuacja dla pomiarów drgań sejsmicznych stojaków. W tym przypadku dla większości pomiarów obserwowany jest znaczący udział energetyczny dla pomiaru NOT(1X), a wyjątek stanowią tutaj jedynie pomiary HŁ6 i ewentualnie HŁ3.
- v. Typowe charakterystyki kołowe (dla obu rodzajów drgań) są obserwowane w węzłach łożyskowych Nr 6 i 7 (w przypadku

drgań sejsmicznych także w węźle Nr 4). Taka dynamiczna reakcja układu jednoznacznie wskazuje, że przyczyna drgań spiralnych ma miejsce w tej sekcji turbozespołu.

- vi. Dla zdecydowanej większości łożysk zmienność fazy jest ograniczona i nie większa niż kilkadziesiąt stopni; jedynie dla Ł6 i Ł7 (oraz dla ww. pomiaru HŁ4) pojedynczemu zafalowaniu zmienności poziomów odpowiada zmiana fazy w zakresie 2 Π .

6. Zakończenie

W artykule pokazano jak zmieniający się stan cieplny wirnika w rejonie aparatu szczotkowego może prowadzić do ciągłej zmiany charakterystyk drganiowych dużego turbozespołu. Ograniczono się do prezentacji pomiarów drgań spiralnych niezależnie dla drgań względnych wirnika oraz drgań stojaków łożyskowych na kierunku poziomym. Zaprezentowano stosunkowo krótkie trendy, natomiast są one reprezentatywne dla scharakteryzowanego zjawiska występującego na przedmiotowym turbozespołe w czasie długim.

Zróżnicowanie w obciążeniu turbozespołu lub wynikająca z jakiejś przyczyny zmiana właściwości pracy aparatu szczotkowego może wpływać na zmianę charakteru drgań spiralnych wynikających z pracy tego aparatu.

Zauważmy, że dla niektórych krajowych turbozespołów, właściciel zainstalował/ zaakceptował zubożony zestaw czujników dla ostatnich stojaków łożyskowych (rezygnując z pomiarów XY i pozostając jedynie z czujnikami VH, a w niektórych przypadkach nawet tylko z pojedynczym czujnikiem z pary VH) kierując się argumentem, że wirnik między końcowymi dwoma łożyskami posiada najmniejszą masę w porównaniu z innymi wirnikami, a więc można zaniedbywać jego monitoring stanu technicznego z pomocą drgań względnych.

Taka marginalizacja monitorowania nie ma na ogół miejsca w przypadku turbozespołów większych mocy użytkowanych na świecie. Ewolucja standardów drganiowych i podążająca za nią ewolucja w zakresie sposobu mocowania czujników (tak jak to pokazano ideowo na Rys. 4) wymusza instalację czujników w sposób jak pokazany na Rys. 10, co już od szeregu lat jest praktykowane przez bardziej doświadczonych użytkowników turbozespołów.



Rys. 10. Wzorcowy sposób instalacji czujników drgań względnych oraz pomiarów drgań sejsmicznych dla turbozespołu; widoczne są czujniki podstawowe oraz redundantne mocowane bezpośrednio do łożysk.

Nadzór turbozespołu realizowany nie tylko z pomocą systemu monitorowania i zabezpieczeń, ale także wykorzystujący system diagnostyki umożliwia prowadzenie automatycznego gromadzenia danych On-Line i ich szybką analizę przy zaistnieniu wątpliwości co do przyczyn zmiany stanu technicznego.

W opisanym tu przypadku oceny stanu technicznego wykorzystano dane z wielokanałowego diagnostycznego systemu przenośnego (ADRE) gromadzone z wyjść buforowych systemu monitorowania i zabezpieczenia On-Line **SYSTEM 3500**. Zaprezentowane dane wskazują jednoznacznie na anomalię stanu technicznego. Natomiast ze względu na fakt, że zarejestrowane wartości magnitud drgań były niższe niż limity określone przez standardy drganiowe oceniono tę anomalię jako mało groźną i podjęto świadomą decyzję co do możliwości dalszej pracy turbozespołu bez ryzyka wystąpienia poważnego uszkodzenia z powodu opisanej przyczyny.

Na zakończenie zauważmy jeszcze tylko, że w przypadku drgań spiralnych sygnały z czujników zbliżeniowych charakteryzują się lepszym stosunkiem sygnału do szumu od sygnałów z czujników sejsmicznych bowiem statystyczny udział energii drgań innych niż odpowiadających składowej 1X (miara NOT(1X)) jest dla nich niższy. Natomiast fakt ten nie może podlegać uogólnieniu na inne rodzaje uszkodzeń.

Literatura

- [1]. Ashley P., Miałkowski P., Nowicki R., Diagnostyka drgań spiralnych wirnikowych maszyn elektrycznych *Maszyny Elektryczne - Zeszyty Problemowe* Nr 113-01 /2017: 177-182.
- [2]. GE Supplement to technical information letter GETIL 1581, 31 AUGUST 2007
- [3]. Eckert L., Schmied J., Spiral Vibration of a Turbogenerator Set: Case History, Stability Analysis, Measurements and Operational Experience, *J Eng Gas Turbine Power*, JAN 2008, Vol. 130 / 012509-1, p.10.
- [4]. Miałkowski P., Nowicki R., Drgania spiralne – efekt Newkirka w maszynach elektrycznych, *Napędy i Sterowanie* Nr 4, Kwiecień 2018, str. 76-83.
- [5]. Nowicki R., Miałkowski P, Wykorzystanie charakterystyk SCL w diagnostyce maszyn łożyskowanych ślizgowo, *Inżynieria i Utrzymanie Ruchu*, Marzec-Kwiecień 2017, Nr 2 (119) ROK XIV 66 – 79.
- [6]. Steinbach A.E., Scalzo F.A., Preston M. T., ASME: Generator collector brush holder testing and design improvements, *Energy-Tech Magazine*, November 15, 2016.



Autor

Dr inż. Ryszard Nowicki
 BHGE Oddział Bently Nevada
 60-432 Poznań
 Myśluborska 62, Polska
Ryszard.Nowicki@ge.com
 (+48) 601 710 700