

SPRZEŻONE FORMY DRGAŃ W BUDOWIE MASZYN - PRÓBA OKREŚLENIA WYRÓŻNIKA DIAGNOSTYCZNEGO

Jan KICIŃSKI

Uniwersytet Warmińsko-Mazurski, Wydział Nauk Technicznych, Olsztyn
Instytut Maszyn Przepływowych PAN, Gdańsk ul. Fiszera 14, fax (58) 341-61-44, e-mail: kic@imp.gda.pl

Streszczenie

Praca przedstawia rozważania dotyczące wzajemnych oddziaływań jakie zachodzą pomiędzy drganiami poprzecznymi, wzdłużnymi i skrętnymi w wielopodporowych wirnikach pracujących w zakresie nieliniowym. Przedmiot badań stanowi wirnik maszyny energetycznej o mocy 200 MW posadowionej na siedmiu łożyskach ślizgowych. Zaprezentowane zostały metody modelowania pęknięcia wirnika i rozosiowania łożysk. Defekty te potraktowane zostały jako czynniki generujące sprzężone formy drgań. Podjęta została próba klasyfikacji położeń obwodowych pęknięć wirnika oraz znalezienia wyróżnika diagnostycznego.

Słowa kluczowe: drgania maszyn, pęknięcia wirników, dynamika wirników.

COUPLED FORMS OF VIBRATIONS IN MACHINERY BUILDING - -AN ATTEMPT OF DIAGNOSTIC DISCRIMINANT DETERMINATION

Summary

The paper contains a study of mutual interactions which occur between lateral, torsional and axial vibrations in multi-supported rotors operating in the non-linear range. The object of investigations is a rotor of a turboset of the power of 200 MW founded on seven slide bearings. Presented have been the methods of modeling of the rotor cracks and bearings misalignment. These defects had been regarded as the factors generating the coupled forms of vibrations. An attempt is made to classify the cracks location in a diagnostic manner and to find the diagnostic discriminant.

Keywords: machines vibrations, rotor cracks, dynamic of a rotor.

1. UWAGI WSTĘPNE

Zagadnienia związane z analizą różnego rodzaju drgań są przedmiotem badań w wielu ośrodkach naukowych krajowych i zagranicznych. Pomimo tak licznych informacji na ten temat, ciągle jeszcze wiele problemów nie zostało rozwiązanych. Dotyczy to w szczególności analizy drgań nieliniowych i sprzężonych form drgań giętno – wzdłużno - skrętnych. Analiza tego typu zjawisk wymaga zastosowania bardzo zaawansowanych modeli i programów komputerowych. Zagadnienie staje się skrajnie trudne w przypadku dużych maszyn energetycznych takich jak np. turbospoły dużej mocy. Sprzężone formy drgań są na ogół wynikiem różnego rodzaju sprzężeń zachodzących w układzie oraz oddziaływań związanych z imperfekcjami konstrukcyjnymi i materiałowymi. Zaliczyć do nich możemy np. pęknięcia wirnika i rozosiowania linii

wałów. Modelowanie tego typu imperfekcji a następnie analiza ich wpływu na pracę układu stanowi niewątpliwie jedno ze współczesnych wyzwań w tej dziedzinie wiedzy [1 ÷5].

Przedmiotem naszej analizy będą sprzężenia rozumiane jako samoistne (bez wymuszeń zewnętrznych) wywołanie innych form drgań (np. skrętnych i wzdłużnych) poprzez formy związane bezpośrednio z określonymi wymuszeniami zewnętrznymi (np. drgania i wymuszenia poprzeczne).

W każdym jednak przypadku źródłem sprzężonych form drgań w myśl powyższej ich definicji mogą być jedynie człony nieliniowe występujące w układzie.

Przeprowadzimy pewnego rodzaju studium sprzężeń jakie zachodzą pomiędzy drganiami poprzecznymi, skrętnymi i wzdłużnymi ograniczając się praktycznie do jednego tylko źródła tych

sprzężeń, a mianowicie imperfekcji typu pęknięcie wirnika.

Pęknięcia wirnika (obok rozosiowania linii wałów) są typowymi defektami występującymi w eksploatacji dużych maszyn wirnikowych. Stąd też ich wybór jako źródła nieliniowości w układzie i w konsekwencji sprzężonych form drgań wydaje się być uzasadniony.

W dalszej analizie posłużymy się modelem i programem komputerowym NLDW - 70 opisanym szczegółowo w [1÷3]. Parametry tego modelu zostały dokładnie dostrojone do danych eksperymentalnych i eksploatacyjnych obiektów rzeczywistych, a mianowicie wielkogabarytowego stanowiska badawczego i turbozespołu o mocy 200 MW.

2. BADANIA NA PRZYKŁADZIE DUŻEJ MASZINY ENERGETYCZNEJ

Przedmiotem analizy niech będzie turbozespół o mocy 200 MW. Jest to typowa jednostka energetyczna w polskich elektrowniach. W wyniku prowadzonych badań eksperymentalnych na obiekcie rzeczywistym w jednej z elektrowni uzyskano dane niezbędne do dostrojenia modelu teoretycznego maszyny. Ich wynik w postaci tzw. karty diagnostycznej przedstawia rys.1. Zarejestrowane dane eksploatacyjne stanowiły tu wzorzec dla wyników obliczeń symulacyjnych.

Z punktu widzenia pracy pęknięcia w wirniku istotna jest również wielkość ugięć kinetostatycznych linii wirników spowodowanych siłami grawitacyjnymi. Ugięcia grawitacyjne linii wirników (z pominięciem przemieszczeń termicznych podpór) w zestawieniu z drganiami wymuszonymi w tej samej skali przedstawia rys. 2. Jak widać, ugięcia kinetostatyczne grawitacyjne są zdecydowanie większe niż ugięcia dynamiczne linii wirników spowodowane wymuszeniami zewnętrznymi. Jest to więc sytuacja zasadniczo odmienna od wielu przypadków wirników klasycznych. Skala ugięć kinetostatycznych (zarówno grawitacyjnych jak i eksploatacyjnych) jest w przypadku dużej maszyny energetycznej na tyle duża, iż zestawione w tej samej skali trajektorie drgań wymuszonych są praktycznie niewidoczne. Aby je uwidocznić, na rys. 3 ugięcia kinetostatyczne i przemieszczenia termiczne podpór sprowadzono do zera, co oznacza, iż linie geodezyjna i kinetostatyczna pokrywają się. Teraz trajektorie przemieszczeń dynamicznych dla poszczególnych części linii wirników wywołane wymuszeniami zewnętrznymi dla przypadku bazowego są doskonale widoczne.

Analizując rys. 2 i 3 należy się spodziewać, iż procesem zamykania i otwierania się pęknięcia, zwłaszcza w generatorze, w znacznej mierze sterować będzie kształt kinetostatycznej linii ugięć wirnika.

Załóżmy teraz, że w części środkowej generatora (a więc w miejscu największych ugięć kinetostatycznych) doszło do pęknięcia wału P_1 . Rozważmy przypadek pęknięcia o głębokości 30 % w stosunku do średnicy wału różnie usytuowanego w stosunku do płaszczyzny działania zewnętrznych sił wymuszających.

Przyjmijmy cztery przypadki obwodowego usytuowania pęknięcia czyli $\alpha_p = 0^\circ, 90^\circ, 180^\circ$ i 270° - rys. 4. Na turbozespół działają synchroniczne siły wymuszające pochodzące od niewyważenia resztkowego (na rys. 4 oznaczone jako F_{nw} i $1n$) oraz siły asynchroniczne wirujące z prędkością dwukrotnie większą niż prędkość znamionowa wywołane wpływem pola elektrycznego w generatorze (na rys. 4 oznaczone F_{e1} oraz $2n$).

Interesująca tu będzie odpowiedź na pytanie, czy pęknięcie wirnika i jego obwodowe usytuowanie będzie wywierało duży wpływ na stan dynamiczny obiektu oraz czy tego typu imperfekcja wirnika będzie w stanie wywołać sprzężone formy drgań tak dużego obiektu?

Wyniki obliczeń w formie kart diagnostycznych przedstawiają rys. 5 i 6 natomiast w formie przestrzennych trajektorii przemieszczeń dynamicznych wybranych węzłów wzdłuż linii wirników rys. 7 i 8. Przypadki odniesienia (bazowe) bez pęknięć przedstawiają oczywiście wcześniejsze rys. 1 i 3 odpowiednio.

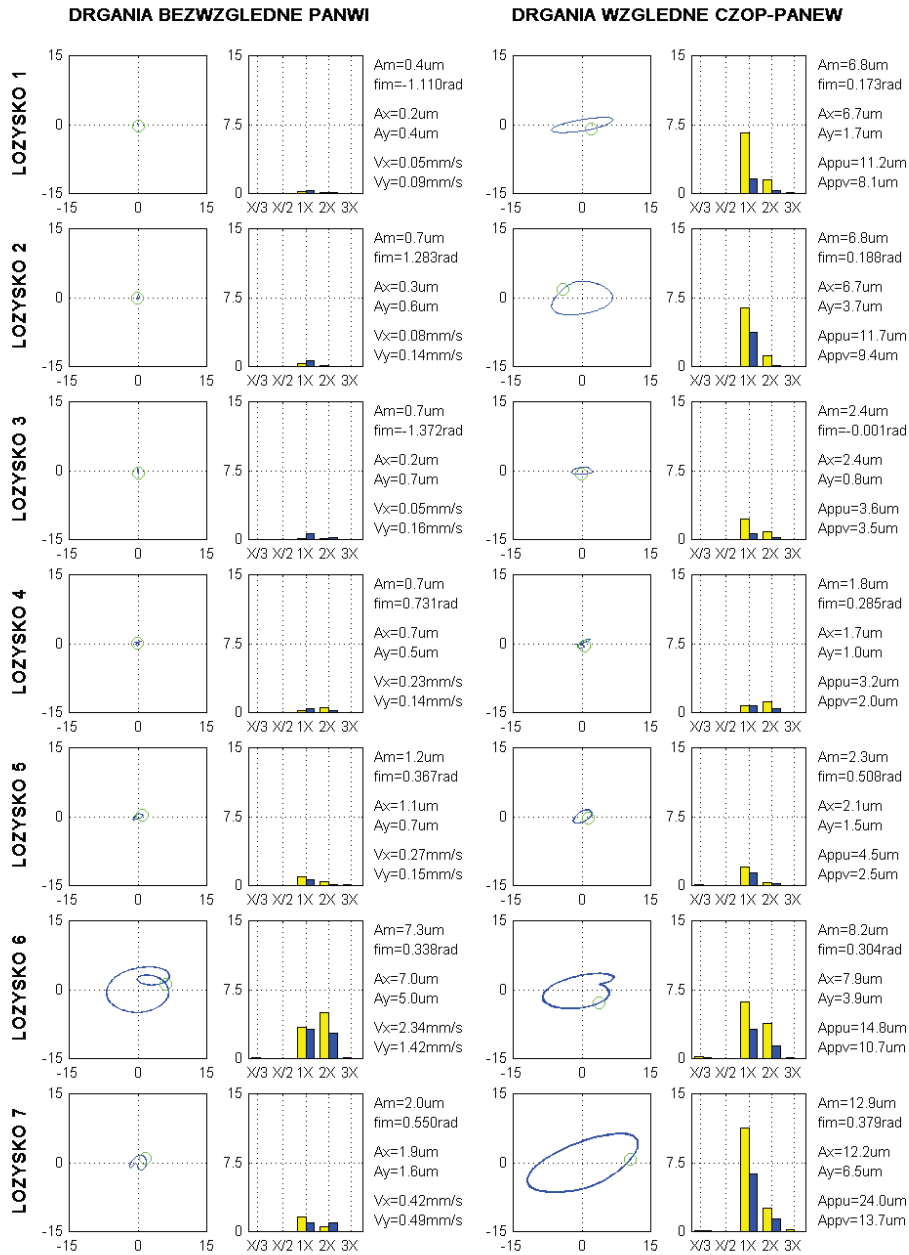
Analizując powyższe wyniki możemy stwierdzić, że również w przypadku dużej maszyny energetycznej pęknięcie wirnika generatora oraz jego obwodowe usytuowanie bardzo istotnie zmienia obraz drgań układu, a dla pęknięcia o głębokości 30 % i usytuowania obwodowego $\alpha_p = 0^\circ$ wyniki zmieniają się w sposób jakościowy. Wpływ pęknięcia okazał się w tym przypadku tak silny, że w widmach drgań łożysk dominujące stały się „prażki” subharmoniczne $1/3 X$ świadczące o silnej niestabilności układu a amplitudy drgań wzrosły o rząd wielkości osiągając swe wartości graniczne wymuszone wielkością luzów łożyskowych.

Interesujących informacji dostarcza analiza widm amplitudowych i fazowych oraz analiza sprzężonych form drgań wywołanych pęknięciem w generatorze.

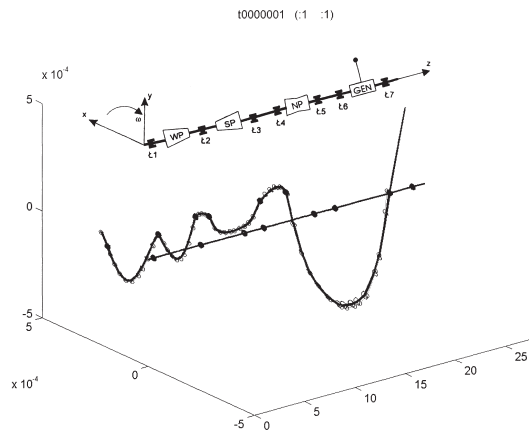
Rys. 9 i 10 przedstawiają sprzężone formy drgań obliczone dla pęknięcia w generatorze $P_1 = 30\%$ i dla obwodowego położenia pęknięcia $\alpha_p = 0^\circ$ oraz $\alpha_p = 90^\circ$.

Analizując uzyskane wyniki można stwierdzić, iż w przypadku dużej maszyny energetycznej obraz stanu dynamicznego wywołanego pęknięciem jest bardzo złożony i tym samym trudny w interpretacji. Pewnych informacji dostarczają jednakże sprzężone widma drgań. Drgania wzdłużne wygenerowane pęknięciem mogą być tego samego rzędu co drgania poprzeczne (pomijając $\alpha_p = 0^\circ$). Charakterystyczne są wysokie wartości wyższych harmonicznych widm drgań skrętnych (2X i 3X) - patrz np. rys. 10.

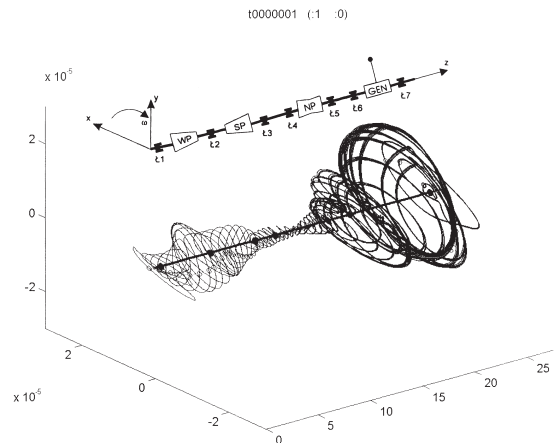
Kod karty: t000001	Obiekt: Turbozespol 13k215	Data: 27-11-2000
Opis defektu: Przypadek bazowy - bez pekniec		
Dane zmienne:		



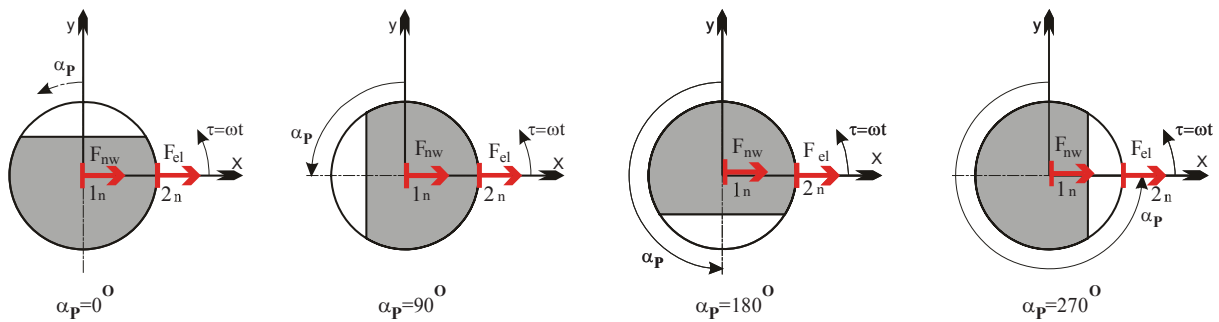
Rys.1. Karta diagnostyczna stanowiąca wynik dostrojenia modelu do obiektu rzeczywistego. Przypadek bazowy (bez pęknięcia)



Rys. 2. Kinetostatyczna linia ugięć wirnika spowodowana siłami grawitacyjnymi (z pominięciem przemieszczeń termicznych podpór) w zestawieniu z trajektoriami przemieszczeń dynamicznych

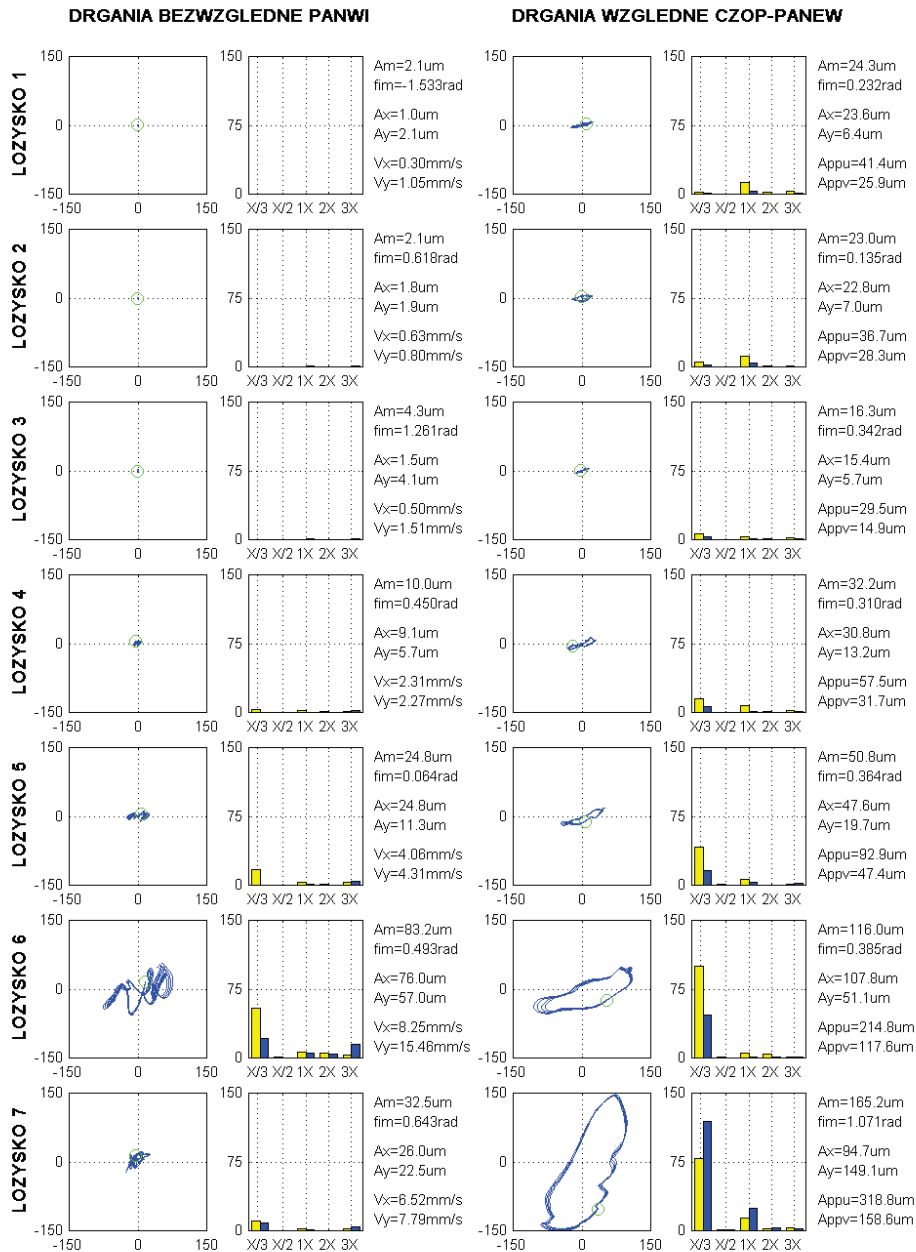


Rys. 3. Trajektorie przemieszczeń dynamicznych linii wirników dla przypadku bazowego. Ugięcia kinestatyczne wirnika i przemieszczenia termiczne podpór zostały pominięte



Rys. 4. Obliczane przypadki obwodowego usytuowania pęknięcia w stosunku do płaszczyzny działania sił wymuszających F_{nw} (od niewyważenia resztkowego) i F_{el} (od pola elektrycznego w generatorze)

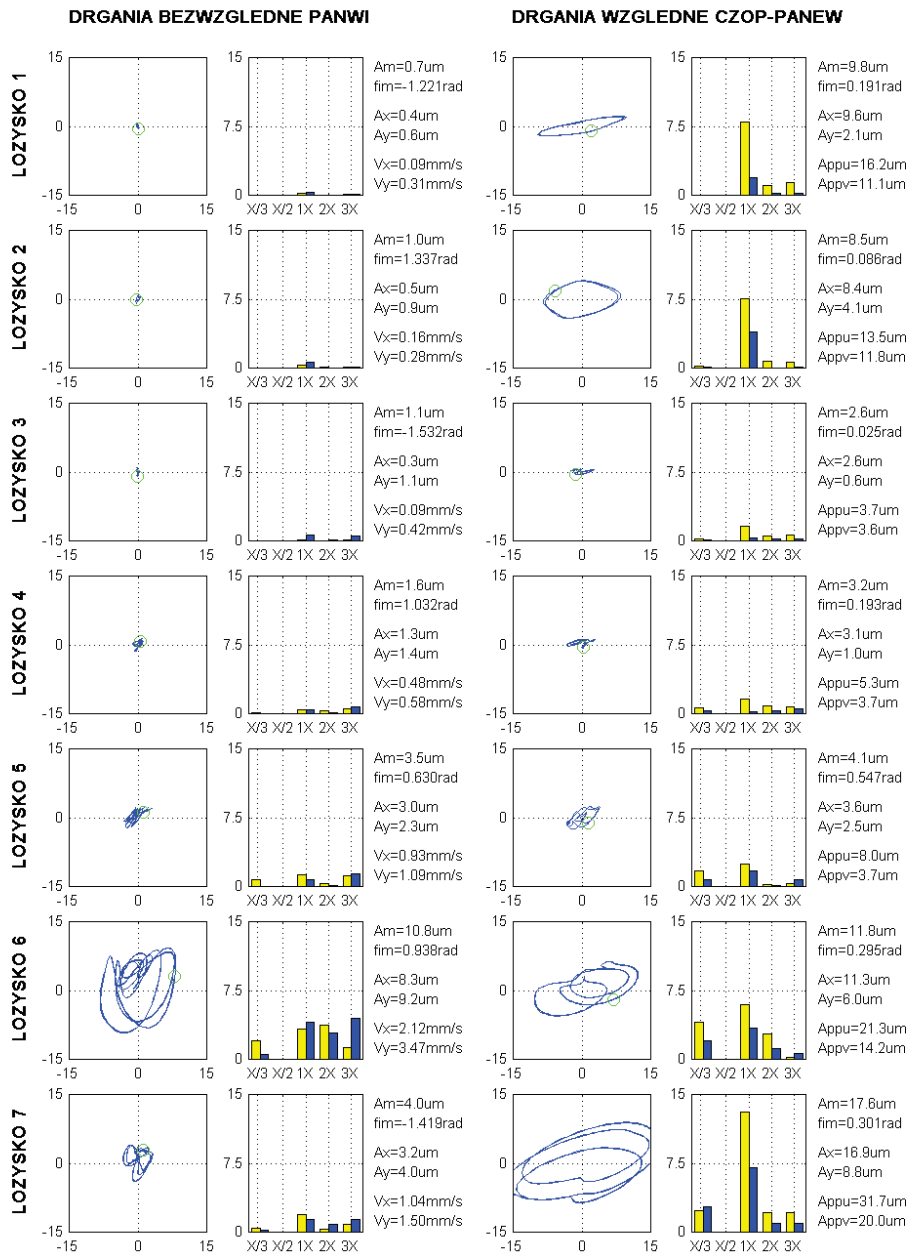
Kod karty: tg300001	Obiekt: Turbozespol 13k215	Data: 27-11-2000
Opis defektu: Pęknięcie w generatorze P1=0.3 alfaf=0		
Dane zmienne: Głębokość i położenie pęknięcia		



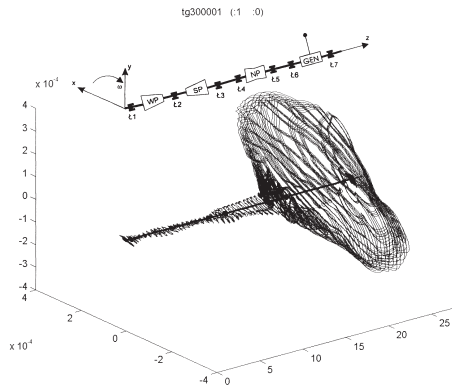
Oznaczenia: A=amplituda przemieszczeń, V=prędkość RMS, fi=kat pochylenia maksymalnej przekątnej trajektorii, m=wartość maksymalna, pp="peak to peak", x,y=osie pozioma i pionowa, u,v=osie pod kątem pi/4 do x,y, wykresy widm: szary - kier. x, czarny - kier. y.

Rys. 5. Wyniki obliczeń drgań łożysk dla pęknięcia w generatorze $P_1 = 30\%$ i położenia obwodowego pęknięcia $\alpha_p = 0^\circ$ - wg. rys. 4

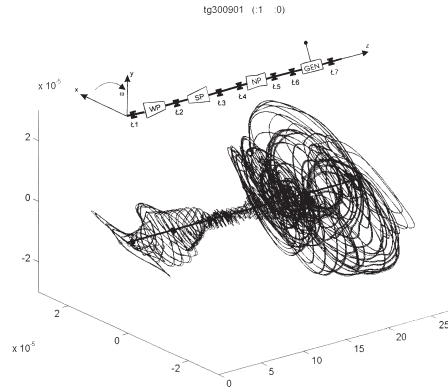
Kod karty: tg300901	Obiekt: Turbozespol 13k215	Data: 27-11-2000
Opis defektu: Pęknięcie w generatorze P1=0.3 alfab=90		
Dane zmienne: Głębokość i położenie pęknięcia		



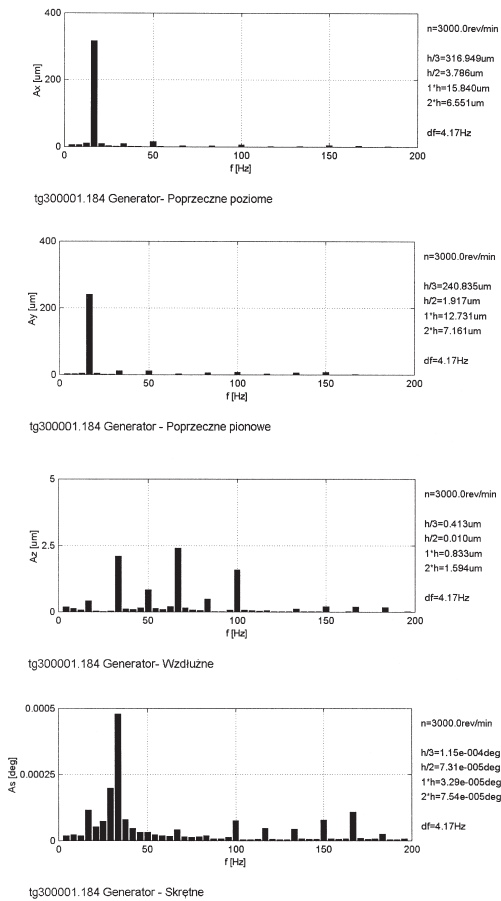
Rys.6. Wyniki obliczeń drgań łożysk dla pęknięcia w generatorze $P_1 = 30\%$ i położenia obwodowego pęknięcia $\alpha_p = 90^\circ$ - wg. rys. 4



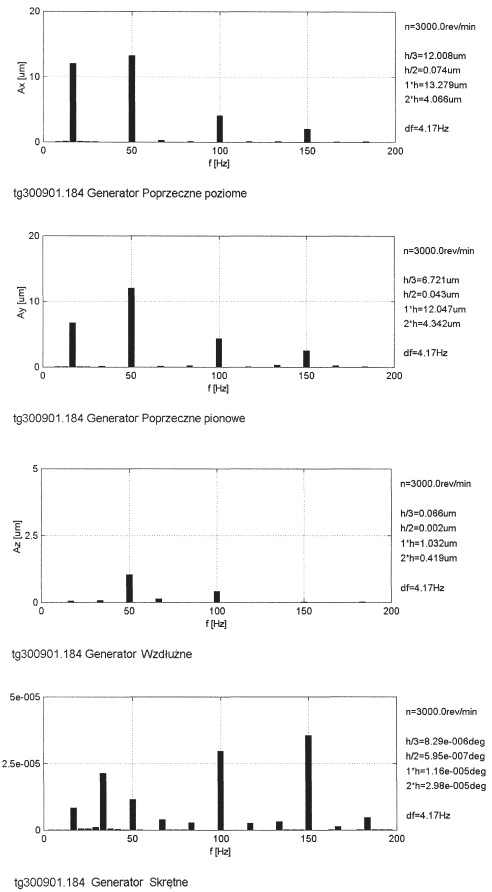
Rys. 7. Przestrzenne trajektorie drgań linii wirników obliczone dla pękniętego wirnika generatora $P_1 = 30\%$ i obwodowego usytuowania pęknięcia $\alpha_p = 0^\circ$



Rys. 8. Przestrzenne trajektorie drgań linii wirników obliczone dla pękniętego wirnika generatora $P_1 = 30\%$ i obwodowego usytuowania pęknięcia $\alpha_p = 90^\circ$



Rys. 9. Sprzężone widma drgań poprzeczno – wzdłużno – skrętnych wywołane pęknięciem w generatorze. Obliczenia dla $P_1 = 30\%$ i $\alpha_p = 0^\circ$.



Rys.10. Sprzężone widma drgań giętno – wzdłużno – skrętnych wywołane pęknięciem w generatorze. Obliczenia dla $P_1 = 30\%$ i $\alpha_p = 90^\circ$.

3. UWAGI KOŃCOWE

Uzyskane wyniki pozwalają wysunąć dwa istotne wnioski natury ogólnej:

1. Na obraz drgań układu istotny (czasami jakościowy) wpływ ma nie tylko głębokość pęknięcia (co jest wnioskiem dość oczywistym) ale również jego obwodowe usytuowanie w stosunku do wirującej płaszczyzny działania zewnętrznych sił wymuszających.
2. Imperfekcje wirnika typu pęknięcia są w stanie wywołać sprzężone formy drgań giętno – wzdłużno - skrętnych zarówno w małej jak i dużej maszynie wirnikowej.

Z powyższego wynika, iż *skuteczna identyfikacja defektów typu pęknięcie wirnika (lub wadliwy montaż sprzęgła) jest sprawą niezmiernie trudną. Wyniki zbyt mocno zależą od głębokości pęknięcia oraz od kąta jego położenia w stosunku do płaszczyzny działania sił wymuszających. W praktyce względne usytuowanie pęknięć i sił wymuszających nie jest znane, co znakomicie utrudnia analizę.*

Niemniej jednak uzyskane wyniki wskazują na możliwość lepszej identyfikacji defektów typu pęknięcie wirnika na podstawie widm fazowych i analizy widmowej drgań sprzężonych czyli w tym przypadku również drgań wzdłużnych i skrętnych. Drgania te wywołane są wyłącznie pęknięciem, stąd też łatwiej je przyporządkować temu defektowi. Drgania wzdłużne i skrętne nie są obciążone składową synchroniczną 1X wymuszeń,

która występuje w tym przypadku zawsze (nawet bez pęknięcia).

4. LITERATURA

- [1] J. Kiciński, R. Drozdowski, P. Materny: *The non-linear analysis of the effect of support construction properties on the dynamic properties of multi-support rotor systems*. Journal of Sound & Vibration (1997) 206(4), pp. 523 ÷ 5392.
- [2] J. Kiciński, R. Drozdowski, P. Materny: *Nonlinear Model of Vibrations in a Rotor Bearings System*. Journal of Vibration & Control, Vol. 4, n. 5, 1998, pp. 519 ÷ 540
- [3] J. Kiciński, A. Markiewicz – Kicińska: *Coupled non-linear vibrations in multi-support rotors founded on slide bearings*, Proceedings of VETOMAC-1 Conference, Bangalore, INDIA, 2000, (na CD, poz. CP 047)
- [4] A. Nandi, S. Neogy: *Dynamic response of cracked beams and beams with an imperfect support*, Proceedings of VETOMAC-1 Conference, Bangalore, INDIA, 2000, (na CD, poz. CP 114)
- [5] J. S. Rao, R. Sreenivas: *Dynamic Analysis of Misaligned rotor systems*, Proceedings of VETOMAC-1 Conference, Bangalore, INDIA, 2000, (na CD, poz. CP 048)



Prof. **Jan Kiciński** jest kierownikiem Zakładu Dynamiki Wirników i Łożysk Ślizgowych oraz Zastępcą Dyrektora ds. Naukowych w Instytucie Maszyn Przepływowych PAN w Gdańsku. Od wielu już lat zajmuje się modelowaniem oddziaływań dynamicznych zachodzących w złożonych układach typu wirnik-łożyska-fundament oraz modelowaniem własności łożysk ślizgowych. Opracował trójwymiarowy tzw. elastodiatermiczny model wymiany ciepła w węzłach łożyskowych. Prace te prowadzi pod kątem możliwości pozyskania relacji diagnostycznych metodą nieliniowej analizy komputerowej. Przedmiot szczególnych zainteresowań stanowi diagnostyka według modelu odnosząca się do dużych obiektów energetycznych takich jak turbozespoły dużej mocy.