

ROZDZIAŁ 6

PĘKNIĘCIA WIRNIKA

- **MODEL PĘKNIĘCIA**
- **ANALIZA PROPAGACJI PĘKNIĘĆ W WIRNIKU LABORATORYJNYM**
- **SYMULACJA PROPAGACJI PĘKNIĘĆ W DUŻEJ MASZYNIE ENERGETYCZNEJ**
- **SPRZEŻONE FORMY DRGAŃ WYRÓŻNIKI DIAGNOSTYCZNE**

Znanym z literatury jest fakt, że imperfekcje materiałowe lub konstrukcyjne typu pęknięcie wału w niektórych przypadkach są w stanie wygenerować sprzężone drgania poprzeczno-wzdłużno-skrętne maszyny wirnikowej. Informacje te odnoszą się jednakże do małych lub modelowych obiektów tego typu. W niniejszym rozdziale podjęte zostały badania wpływu pęknięcia wału na stan dynamiczny wielopodporowej maszyny wirnikowej (laboratoryjnej) oraz dużej maszyny energetycznej. Określone zostały zarówno przypadki, dla których pęknięcie jest w stanie wywołać znaczące sprzężone formy drgań mogące być podstawą dla bardziej wiarygodnej i efektywnej diagnostyki, jak też i przypadki, dla których mechanizm sprzężeń zanika pomimo istnienia pęknięć o dużych głębokościach. Określony został stopień czułości nieliniowych i wzajemnie sprzężonych drgań układu na propagację pęknięcia oraz przeprowadzona została ocena ich użyteczności jako wyróżnika diagnostycznego stanu dynamicznego dużej maszyny wirnikowej. Wskazano również na sytuacje, w których tradycyjna diagnostyka oparta na analizie składowych widm drgań typu 2X dla drgań poprzecznych i 1X i 2X dla drgań wzdłużnych i skrętnych może być zawodna. Przeprowadzone zostały również badania wpływu usytuowania i propagacji pęknięcia na pracę maszyny wirnikowej po przekroczeniu granicy stabilności, a więc na pracę układu w warunkach występowania i rozwoju wirów olejowych. Okazało się, że pęknięcie może podtrzymać i wzmocnić istniejące już składowe subharmoniczne w widmie drgań a wiry olejowe skutecznie osłabiają sam efekt sprzęgania drgań. Badania przeprowadzone zostały w oparciu o system MESWIR szczegółowo opisany w rozdziale 3.

W przypadku dużej maszyny energetycznej, jak wykazały to przeprowadzone badania, wpływ pęknięcia na jej stan dynamiczny jest niejednoznaczny. Zależy on istotnie nie tylko od głębokości pęknięcia, ale też od położenia pęknięcia wzdłuż linii wirników i co gorsza od jego obwodowego usytuowania względem znacznika fazy. Ponadto wpływ ten jest silnie uzależniony od wielkości ugięć kinetostatycznych wirnika w miejscu pęknięcia.

W efekcie niezwykle trudno jest przewidzieć typowe symptomy właściwe dla pracy maszyny z pękniętym wirnikiem ponieważ prawie nic nie możemy założyć *a priori*. Obecność w układzie składowych typu 2X wywołanych siłami magnetycznymi w generatorze dodatkowo komplikuje sytuację. Istnienie pęknięcia w układzie, przy tak dużych masach wirujących, nie jest też w stanie wywołać dużych sprzężonych form drgań łatwiejszych do analizy. Tak więc duży obiekt energetyczny długo jeszcze będzie sprawiał kłopoty z punktu widzenia predykcji i diagnostyki tak groźnych defektów jakimi są pęknięcia wałów.

6.1 Uwagi wstępne

Zagadnienia wczesnego wykrywania imperfekcji materiałowych i konstrukcyjnych w maszynach wirnikowych stanowią przedmiot licznych publikacji od wielu już lat [6.1]÷[6.17], [6.20, 6.24, 6.25]. Pomimo tak licznych badań prowadzonych w tym zakresie na całym świecie wiele zagadnień ciągle pozostaje nierozwiązanych do końca. Dotyczy to zwłaszcza takich zagadnień jak sprzężone formy drgań nieliniowych wielopodporowych wirników spowodowanych np.: pęknięciem wału czy też kwestia określenia właściwego wyróżnika diagnostycznego takiego stanu.

Śledząc wyniki badań dotyczących oceny stanu dynamicznego pękniętych wirników i wczesnego wykrywania tego rodzaju defektów [6.1]÷[6.10] można wyciągnąć kilka wniosków natury bardziej ogólnej:

- kierunki współczesnych badań skupiają się głównie na analizie składowych 1X i 2X w widmach drgań,
- składowa superharmoniczna widma 2X stanowi w systemach monitorowania najczęściej stosowany wyróżnik diagnostyczny wału z pęknięciem [6.2, 6.21],
- składowa 1X widma dla drgań poprzecznych jest mało czuła na propagację pęknięcia, natomiast składowe 1X i 2X dla drgań wzdłużnych i skrętnych oraz 2X dla drgań poprzecznych są bardzo wrażliwe na głębokość pęknięcia.

Oczywiście powyższe wnioski są zasadniczo słuszne zwłaszcza w odniesieniu do konkretnych przypadków analizowanych przez autorów tych publikacji. Można jednakże wskazać sytuacje, kiedy te wnioski obowiązują w ograniczonym zakresie, a ich zbytne uogólnianie prowadzić może do istotnych błędów w analizie stanu obiektu. Dotyczy to zwłaszcza dużych i wielopodporowych maszyn wirnikowych posadowionych na łożyskach ślizgowych. Jednym z celów niniejszej monografii jest wskazanie takich przypadków.

Drugą kwestią wymagającą bliższego rozeznania jest odpowiedź na pytanie, jaki może być wpływ pęknięcia wirnika na stan dynamiczny całej maszyny po przekroczeniu granicy stabilności, a więc w nieliniowym zakresie pracy, co związane często jest z występowaniem wirów olejowych. Brak jest doniesień literaturowych na ten temat. W niniejszym rozdziale podjęta zostanie próba odpowiedzi na to pytanie.

Jednakże głównym naszym celem jest poszukiwanie bardziej skutecznego wyróżnika diagnostycznego stanu dynamicznego dużego obiektu z imperfekcjami materiałowymi lub konstrukcyjnymi wirujących elementów typu pęknięcie. Okazuje

się, iż dobrym narzędziem w analizie stanu tego rodzaju przypadków są sprzężone, nieliniowe formy drgań układu wywołane tym defektem. Na fakt zwrócono już uwagę w pracach [6.12, 6.13]. Jednoczesna analiza drgań giętno-skrętno-wzdłużnych wywołanych pęknięciem wału daje znacznie lepsze rezultaty niż klasyczna analiza tylko drgań poprzecznych. Konkluzja ta wydawać by się mogła z pozoru oczywista, jednakże jej praktyczne stosowanie, z uwagi na skrajnie trudny opis teoretyczny i trudne pomiary eksperymentalne na obiektach rzeczywistych, wymaga zupełnie innego podejścia do całego zagadnienia.

Pęknięcie wału zostało potraktowane w niniejszej monografii jako jedno z możliwych źródeł mechanizmu sprzęgania drgań i tym samym źródeł nieliniowości strukturalnych w układzie. Ten sam efekt mógłby być wywołany, np.: silnym rozosiowaniem linii wirników, anizotropią przekrojów wału czy też dużymi nieliniowymi wymuszeniami zewnętrznymi działającymi na układ.

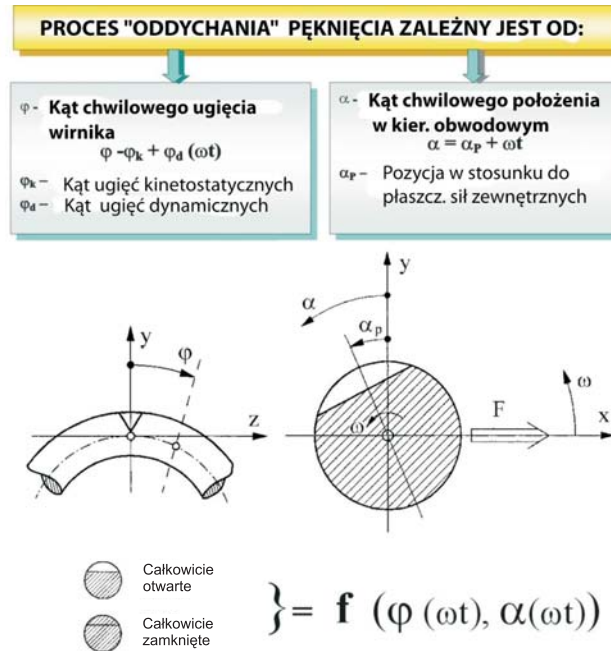
6.2 Model pęknięcia

Matematyczny model elementu MES z pęknięciem oraz sposób jego integracji z linią wirników został przedstawiony w rozdziale 2 (patrz: rys. 2.4 do 2.6 oraz związki 2.6 do 2.10). Jest to powszechnie znany i dobrze zweryfikowany model zewnętrznego pęknięcia poprzecznego z dwiema opcjami: pełne otwarcie i pełne zamknięcie. Tego rodzaju model MES z pęknięciem został następnie wkomponowany w całą strukturę linii wirników, łożysk ślizgowych i konstrukcji podpierającej według zasady przedstawionej na rys. 2.1, tworząc kompleksowy model całego układu obrazowo przedstawiony na rys. 2.38. Istotą tego modelu jest opis nieliniowy szczegółowo omówiony w rozdziale 1 i iteracyjna procedura obliczeń według schematu przedstawionego na rys. 1.2. W efekcie procedury iteracyjnej otrzymujemy nieeliptyczne trajektorie przemieszczeń i widma drgań w wybranych węzłach dla sprzężonych form drgań giętno-wzdłużno-skrętnych.

Wszystkie symulacje komputerowe przedstawione w tym rozdziale przeprowadzone zostały za pomocą systemu MESWIR, a zwłaszcza programów serii NLDW (patrz rozdział 3 – rys. 3.1 oraz rys. 3.2).

Warto w tym miejscu zwrócić uwagę na rzecz najistotniejszą w przyjętym modelu z punktu widzenia analizy wpływu pęknięć, a mianowicie na sposób połączenia procesu zamykania i otwierania pęknięcia wału czyli jego „oddychania” z kinematycznymi i dynamicznymi przemieszczeniami wału. Zaproponowany algorytm obliczeń nieliniowych całego systemu (rys. 1.2) umożliwia sprzężenie liniowego modelu samego elementu z pęknięciem w sposób umożliwiający analizę nieliniową końcowych wyników. Jest to możliwe, ponieważ analizowane przemieszczenia dynamiczne i kinetostatyczne całej linii wirników mają charakter nieliniowy. Tak więc model procesu otwierania i zamykania pęknięcia zależy od jego usytuowania na linii ugięć kinetostatycznych φ_k oraz od chwilowych przemieszczeń dynamicznych φ_d tak jak to poglądowo ilustruje rys. 6.1. W przyjętym modelu możliwe jest również zmienne obwodowe usytuowanie pęknięcia w stosunku do płaszczyzny działania zewnętrznych sił wymuszających określone kątem α_p . W efekcie proces

„oddychania” (zamykania i otwierania) pęknięcia jest bardzo złożoną funkcją parametrów φ_k , φ_d oraz α_p . Wpływ kinetostatycznych ugięć linii wirników na sposób

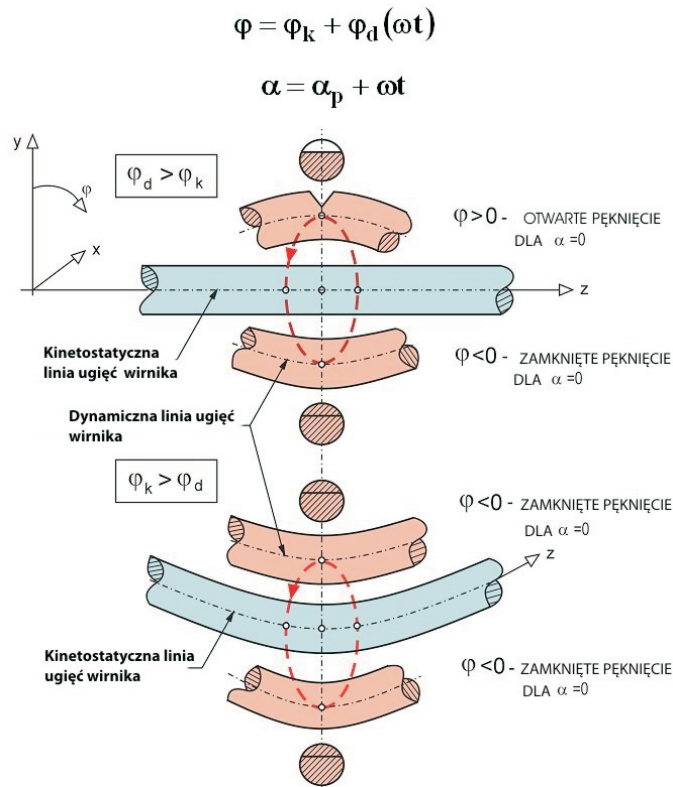


Rys. 6.1. Związki pomiędzy procesem oddychania pęknięcia, kinetostatyczną i dynamiczną linią ugięć wirnika oraz położeniem pęknięcia w kierunku obwodowym

oddziaływania pęknięcia może mieć w pewnych przypadkach kluczowe znaczenie. Ilustruje to poglądowo rys. 6.2. Przy relatywnie dużych wartościach ugięć kinetostatycznych, w porównaniu do chwilowych ugięć dynamicznych, proces „oddychania” pęknięcia może ustać i pęknięcie może być cały czas zamknięte lub otwarte – rys. 6.2.

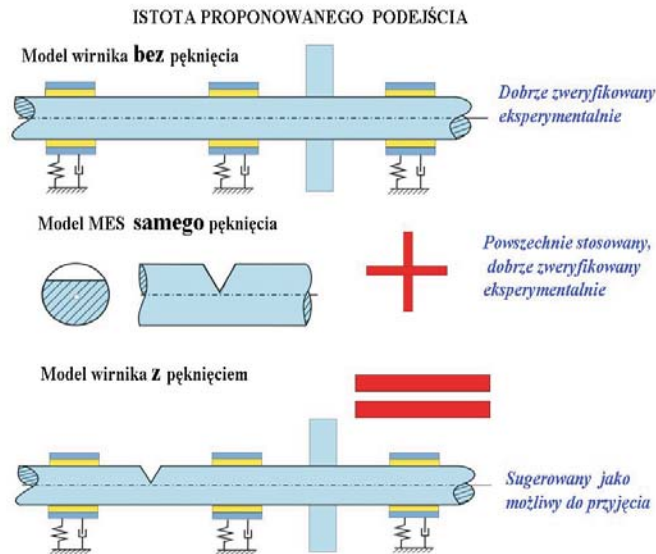
Zaproponowany algorytm obliczeń nieliniowych (rys. 1.2 i rys. 2.1), a zwłaszcza sposób „wkomponowania” w tę procedurę modelu elementu z pęknięciem uwzględniający kinetostatyczne i dynamiczne ugięcia wału wirnika (rys. 6.1 i rys. 6.2), stwarza jakościowo nowe możliwości oceny stanu maszyny wirnikowej z imperfekcjami wału typu zewnętrzne pęknięcia poprzeczne.

Warto tu zwrócić uwagę na fakt, iż opracowany model całej maszyny wirnikowej z pękniętym wałem (programy serii NLDW) w istocie składa się z dwóch części: dobrze zweryfikowanego eksperymentalnie modelu maszyny wirnikowej **bez**



Rys. 6.2. Wpływ ugięć kinetostatycznych linii wirników na proces „oddychania” pęknięcia. Przypadek małych ugięć kinetostatycznych (część górna rysunku) i dużych ugięć kinetostatycznych – zanik procesu „oddychania” (część dolna rysunku)

pęknięć oraz z **samego** elementu MES z pęknięciem również dobrze zweryfikowanego i powszechnie stosowanego (jest to znany model Knotta). Taką koncepcję przedstawia rys. 6.3. Powstaje jednak pytanie, czy integracja dwóch różnych wiarygodnych modeli daje w efekcie model trzeci również wiarygodny? Otóż tak być nie musi, chociaż koncepcja ta pozwala na tego rodzaju przypuszczenia. Postępowanie właściwe to oczywiście pełna weryfikacja eksperymentalna modelu z pęknięciem. Problem jednak polega na tym, że pomiary eksperymentalne charakterystyk dynamicznych pękniętych wirników są trudne w realizacji, a przede wszystkim kosztowne i niebezpieczne dla otoczenia, zwłaszcza w odniesieniu do obiektów dużych. Jaki bowiem dysponent, np. dużego obiektu energetycznego, udostępni realny wirnik celem systematycznych badań propagacji pęknięcia, zwłaszcza że oznaczałoby to jego kompletne zniszczenie? Pozostaje nam zatem droga zaproponowana na rys. 6.3.

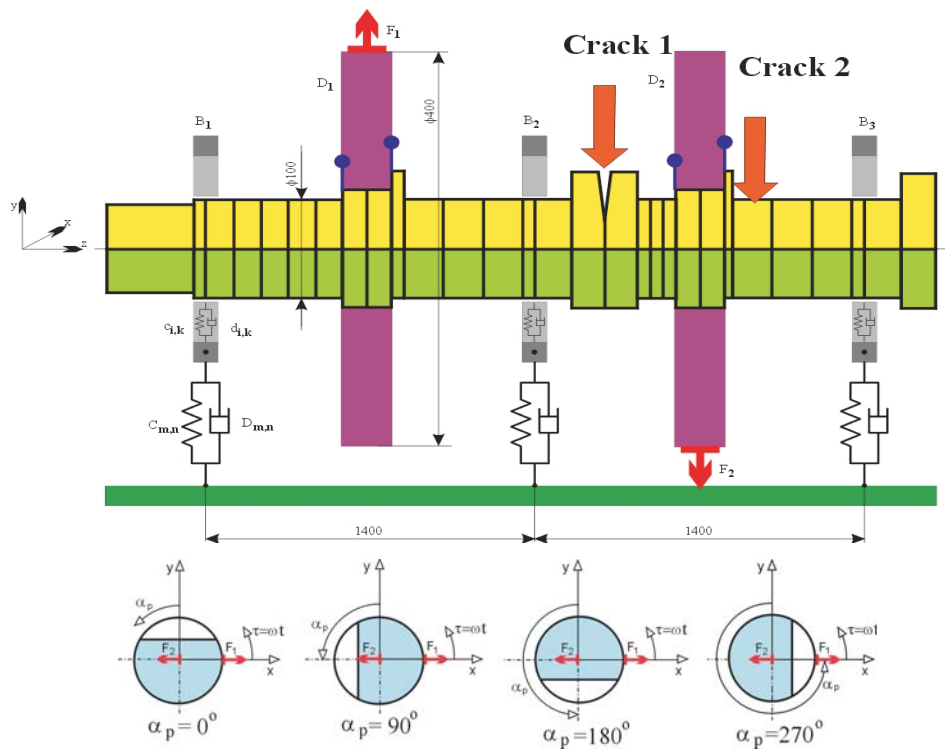


Rys. 6.3. Przyjęta koncepcja badań: suma dwóch modeli dobrze zweryfikowanych każdy z osobna tworzy model trzeci również wiarygodny, możliwy do zaakceptowania

6.3 Obiekt badań – wirnik laboratoryjny

Przyjmijmy do dalszych rozważań obiekt przedstawiony na rys. 6.4 i omówiony wcześniej w rozdziale 3. Jest to wariant trójpodporowy maszyny wirnikowej pracującej w laboratorium wibrodiagnostyki IMP PAN w Gdańsku (rys. 3.3 i 3.4). Przypomnijmy podstawowe jej parametry techniczne: średnica wału $d = 0,1$ m, łączna długość wału $L = 3,2$ m, dwa dyski o średnicy $D = 0,4$ m, trzy łożyska ślizgowe z luzem cylindrycznym. Macierze podatności dynamicznej konstrukcji podpierającej zostały pomierzone eksperymentalnie. Na układ działają dwie przeciwne w fazie zewnętrzne siły wymuszające $F1$ i $F2$ będące efektem działania mas niewyważenia $M1 = M2 = 0,0154$ kg przyłożonych do obu dysków na promieniu $r = 0,18$ m. Rysunek 6.4 przedstawia dyskretyzację FEM linii wirników przyjętego obiektu oraz usytuowanie zewnętrznych sił wymuszających.

Zalóżmy teraz, że w tak określonym układzie mogą występować zamiennie dwa pęknięcia: **crack1** usytuowany w sprzęgle sztywnym, a więc w pobliżu łożyska środkowego nr 2 oraz **crack2** usytuowany w środkowej części linii wirników pomiędzy łożyskami nr 2 i 3, a więc w części, gdzie spodziewane są duże przemieszczenia wału. Oczywiście pęknięcia **crack1** oraz **crack2** będą przyjmowały różną głębokość i będą różnie usytuowane w kierunku obwodowym w stosunku do płaszczyzny działania zewnętrznych sił wymuszających. Badania przeprowadzimy dla czterech wybranych kątów α_p obwodowego położenia pęknięcia, tak jak to ilu-

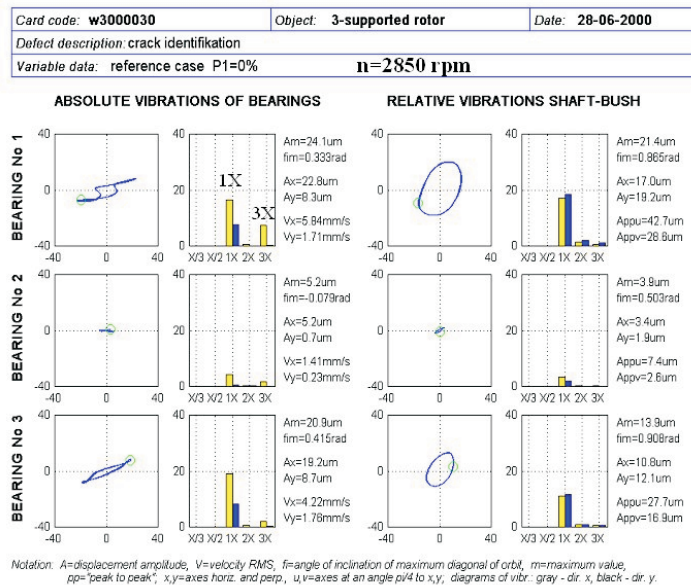


Rys. 6.4. Trójpodporowy wirnik laboratoryjny. Zdjęcie obiektu oraz dyskretyzacja MES linii wirników wraz z lokalizacją pęknięć i specyfikacją przypadków ich obwodowego usytuowania

struje rys. 6.4. W niniejszej pracy przyjęta została definicja względnej głębokości pęknięcia W_p rozumiana jako stosunek głębokości pęknięcia do średnicy wału.

6.3.1 Badania wpływu usytuowania i propagacji pęknięcia

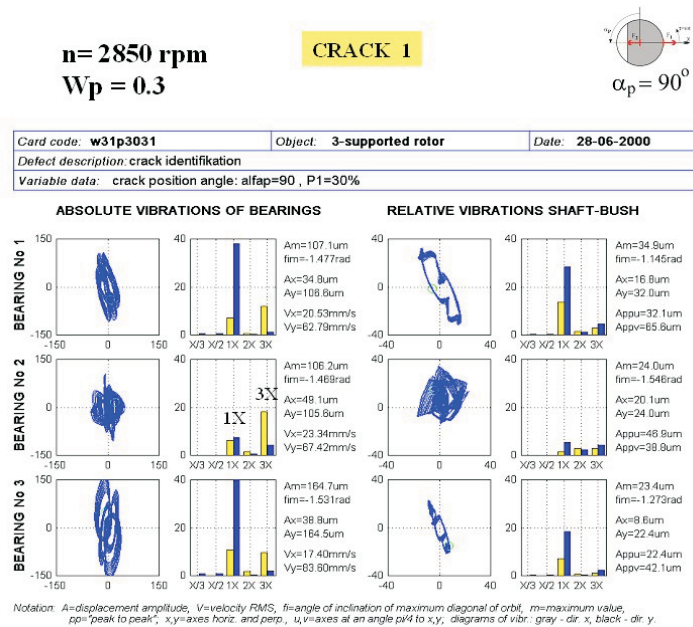
Zacznijmy nasze rozważania od określenia obrazu drgań przyjętego obiektu, bez pęknięć w wale wirnika. Przypadek taki określimy jako bazowy (odniesienia), bardzo pomocny przy analizie porównawczej przypadków z pęknięciem. Wyniki obliczeń dla przypadku bazowego w formie tzw. karty diagnostycznej przedstawia rys. 6.5. Obliczenia przeprowadzone zostały dla prędkości rezonansowej układu w stabilnym zakresie pracy wirnika (poniżej granicy stabilności). Warto tu zauważyć, iż przyjęta konfiguracja wirnika wielopodporowego generuje dominujące składowe synchroniczne typu 1X, ale również generuje zauważalne już składowe superharmoniczne typu 3X (co jest widoczne zwłaszcza dla drgań absolutnych panwi łożyska nr 1).



Rys. 6.5. Wyniki obliczeń w formie karty diagnostycznej dla przypadku bazowego bez pęknięcia. Trajektorie i widma drgań bezwzględnych panwi i względnych filmu

Przyjmijmy teraz, że w przyjętym obiekcie mamy do czynienia z pęknięciem usytuowanym w sprzęgle linii wirników czyli z **crack1** według rys. 6.4. Przeprowadzona została seria obliczeń dla różnych głębokości pęknięcia i różnych kątów obwodowego usytuowania α_p . Okazało się, iż można tu dla każdej wartości głębokości pęknięcia wyróżnić dwa charakterystyczne przypadki: najmniej i najbardziej

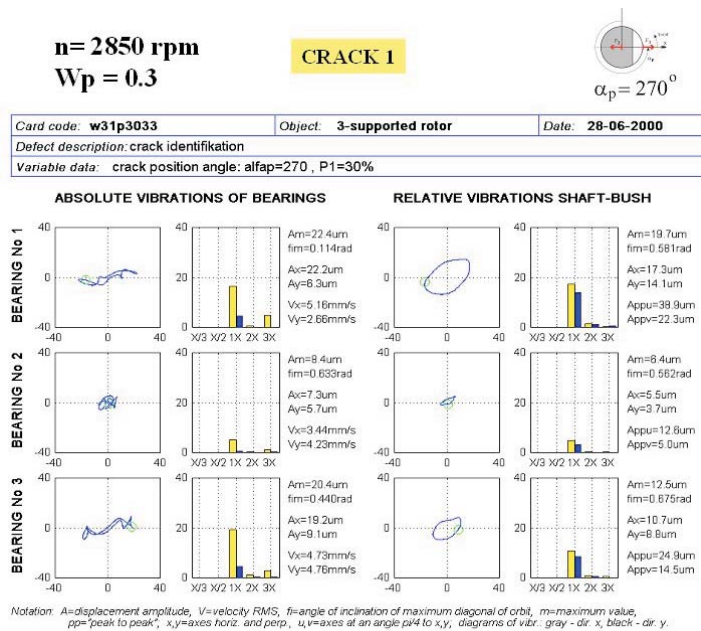
korzystnego obwodowego usytuowania pęknięcia z punktu widzenia wielkości drgań względnych i bezwzględnych węzłów łożyskowych, co odpowiada kątom $\alpha_p = 90^\circ$ i $\alpha_p = 270^\circ$. Rysunek 6.6 i rys. 6.7 przedstawiają karty diagnostyczne wyliczone dla tych dwóch wybranych przypadków dla drgań poprzecznych.



Rys. 6.6. Karta diagnostyczna obliczona dla pęknięcia o głębokości $W_p = 0.3$ i dla najmniej korzystnego obwodowego położenia $\alpha_p = 90^\circ$

Jak widać z powyższych rysunków wpływ obwodowego usytuowania pęknięcia jest bardzo istotny, chociaż zdecydowanie różny dla drgań bezwzględnych panwi i względnych filmu olejowego. Dla przypadku niekorzystnego usytuowania pęknięcia ($\alpha_p = 90^\circ$) amplitudy drgań bezwzględnych panwi są ponad 3-krotnie większe niż dla przypadku bazowego. Ciekawe, że to samo pęknięcie nie wywiera tak znacznego wpływu na drgania względne filmu olejowego. Wystarczy jednak przesunąć obwodowe położenie pęknięcia do wartości $\alpha_p = 270^\circ$ (przypadek najbardziej korzystny), aby drgania bezwzględne panwi łożyskowych stały się porównywalne do przypadku bazowego, a więc przypadku bez pęknięcia wału.

Interesującym spostrzeżeniem jest tu fakt, że w widmie drgań nie obserwujemy znaczących składowych typu 2X, wzrosła natomiast w porównaniu z przypadkiem bazowym wartość superharmonicznych składowych typu 3X (por. rys. 6.6 z rys. 6.5). Oznacza to, że mogą istnieć przypadki, w których pęknięcie w układzie wzmacnia istniejące już wyższe składowe superharmoniczne niekoniecznie generując typową i spodziewaną składową widma typu 2X. Powyższa konkluzja może być bardzo pomocna dla systemów monitorowa-



Rys. 6.7. Karta diagnostyczna obliczona dla najbardziej korzystnego obwodowego położenia pęknięcia $\alpha_p = 270^\circ$

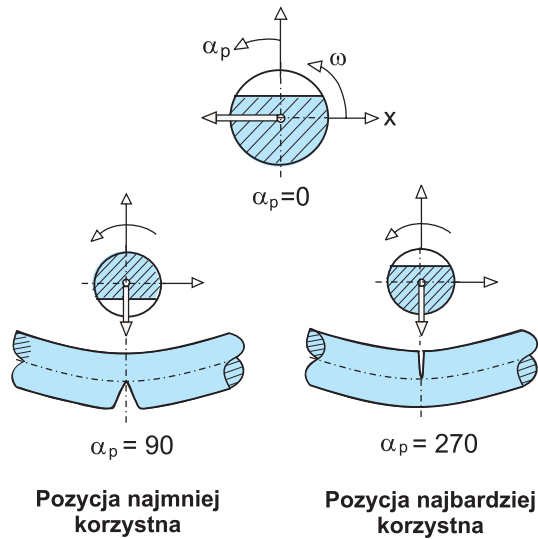
nia stanu obiektu bazujących głównie na składowych widma typu 2x (dla drgań poprzecznych).

Rysunek 6.8 w poglądowy sposób wyjaśnia dlaczego obwodowe usytuowanie pęknięcia w stosunku do płaszczyzny działania sił zewnętrznych wywiera tak znaczny wpływ na pracę układu.

6.3.2 Sprzężone formy drgań wywołane pęknięciem

Przejdźmy teraz do rozważań związanych ze sprzężonymi formami drgań i oceną ich użyteczności jako wyróżnika diagnostycznego stanu dynamicznego dużej maszyny wirnikowej. Pierwsze pytanie na jakie musimy odpowiedzieć jest następujące: czy pęknięcie wału wirnika jest w stanie wygenerować, oprócz oczywistych zmian w przebiegu drgań poprzecznych, również znaczące drgania wzdłużne i skrętne układu, pomimo że w tych kierunkach nie działają żadne siły zewnętrzne? Celem odpowiedzi na to pytanie przeprowadzone zostały badania, których przykładowe wyniki zamieszczone zostały na rys. 6.9 – 6.11.

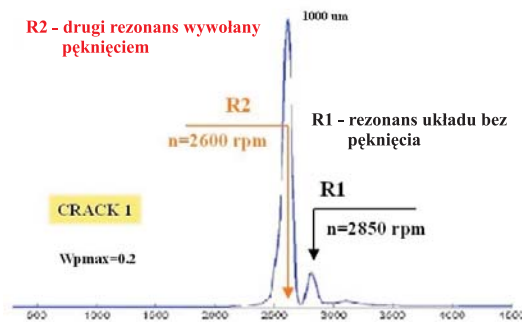
Z rys. 6.9 wynika, że pęknięcie nawet o umiarkowanej głębokości $W_p = 0,2$ wywołało drugi bardzo silny i niebezpieczny rezonans układu **R2** przy niższej prędkości obrotowej wirnika. Zobaczmy teraz, jaki będzie przebieg sprzężonych form drgań przy prędkości wirnika dokładnie odpowiadającej rezonansowi **R2**, a więc w



Rys. 6.8. Wyjaśnienie przyczyn silnego oddziaływania obwodowego położenia pęknięcia. Dla $\alpha_p = 90^\circ$ siły zewnętrzne i ugięcie kinetostatyczne pomagają pęknięciu być w stanie otwartym; dla $\alpha_p = 270^\circ$ sytuacja jest przeciwna, pęknięcie ma tendencję do zamykania i tym samym osłabienia jego wpływu na układ

sytuacji potencjalnie najbardziej niebezpiecznej. Rozważmy przypadek najmniej i najbardziej korzystnego obwodowego usytuowania pęknięcia i zobaczymy czy pęknięcie jest w stanie wywołać istotne sprzężenia drgań. Wyniki obliczeń zamieszczone zostały na rys. 6.10 i rys. 6.11. Wynika z nich, że **pęknięcie w warunkach silnego rezonansu może wywołać bardzo silne sprzężenia drgań układu**, np. amplituda drgań wzdłużnych wału w okolicach łożyska nr 2 wynosi około $80 \mu\text{m}$, a więc jest podobnego rzędu co amplituda poprzecznych drgań względnych filmu olejowego tego łożyska! Jest interesujące, że amplituda poprzecznych drgań bezwzględnych wału w tym miejscu jest o rząd wielkości większa. **Potwierdza to wcześniejszy wniosek, iż pęknięcie zdecydowanie bardziej oddziałuje na drgania bezwzględne panwi lub wału niż na drgania względne filmu olejowego, które z natury rzeczy są ograniczane wielkością luzu łożyskowego.** Oczywiście tak duże wartości amplitud drgań bezwzględnych wału lub panwi nie są już dopuszczalne w praktyce z uwagi na możliwość wystąpienia awarii całego układu.

Inny interesujący wniosek wynikający z rys. 6.10 i 6.11 związany jest z wpływem obwodowego usytuowania pęknięcia. Okazało się, iż wpływ ten nadal pozostaje bardzo duży, chociaż tym razem ma zupełnie odwrotną tendencję. Przypadek dotychczas uznany za najbardziej korzystny okazał się przypadkiem zdecydowanie gorszym. Uwaga ta dotyczy zarówno drgań poprzecznych, jak i sprzężonych z nimi drgań wzdłużnych i skrętnych. **Powyższe oznacza, iż wpływu obwodowe-**



Rys. 6.9. Przebieg charakterystyki amplitudowo-częstotliwościowej układu dla pęknięcia usytuowanego w sprzęgle (*crack1*) o głębokości $W_p = 0,2$ i obwodowym położeniu $\alpha_p = 90^\circ$

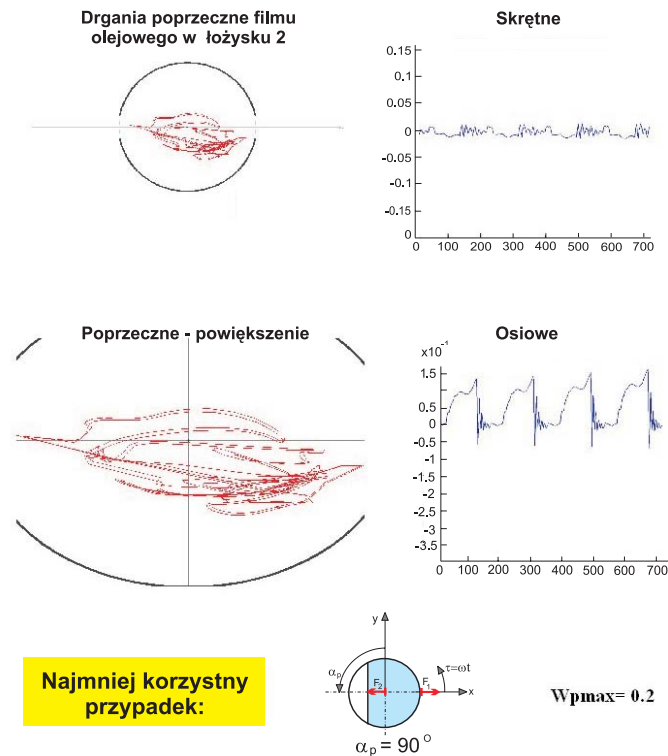
go położenia pęknięcia w złożonych maszynach wirnikowych nie można jednoznacznie określić, co oczywiście mocno utrudnia jego diagnostykę.

Wprowadźmy do dalszych rozważań pojęcie współczynnika **SI** określającego czułość układu na propagację głębokości pęknięcia (*sensitivity indicator of crack depth propagation*). Zdefiniujemy go jako stosunek amplitudy drgań lub widma układu w określonym węźle, obliczonej dla maksymalnej głębokości pęknięcia W_{pmax} , do amplitudy przy głębokości pęknięcia równej $W_p = 0,1$:

$$SI = \frac{\text{Amplituda przy } W_{pmax}}{\text{Amplituda przy } W_p = 0,1}$$

SI jest oczywiście ściśle umownym wskaźnikiem, użytecznym jednak w dalszych rozważaniach.

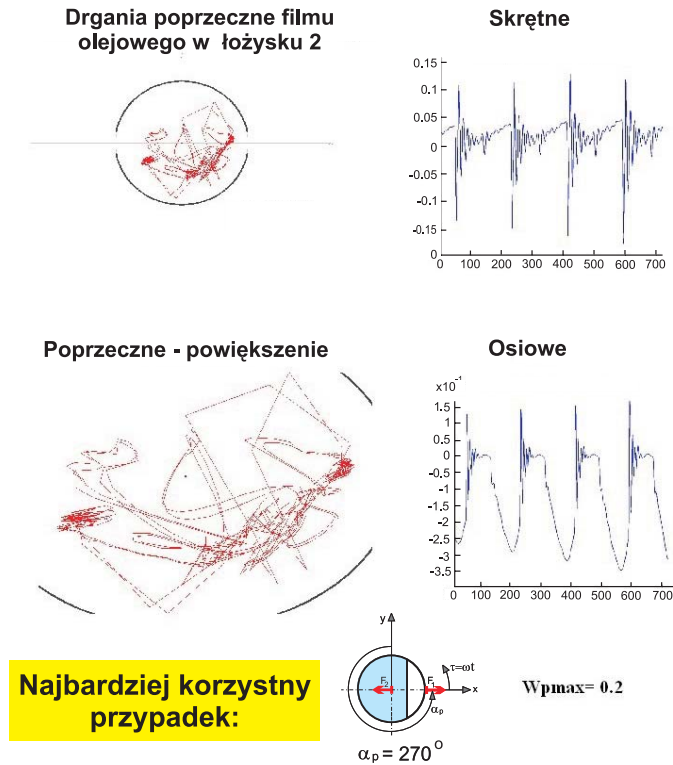
Przeprowadźmy teraz badania wpływu propagacji pęknięcia na sprzężone formy drgań przyjętego układu w postaci widm drgań. Głębokość pęknięcia była zmieniana w granicach od $W_p = 0$ do $W_p = 0,4$, a w rezonansie **R2** w granicach od $W_p = 0$ do $W_p = 0,2$. Rozważmy przypadek najmniej korzystnego obwodowego usytuowania pęknięcia, co dla prędkości przedrezonansowych oznacza $\alpha_p = 90^\circ$ a dla przypadku rezonansu $\alpha_p = 270^\circ$. Wyniki przedstawione zostały na rys. 6.12 – 6.14. Wynika z nich, że najbardziej wrażliwe na propagację pęknięcia są sprzężone drgania skrętne układu. Wskaźnik **SI** dla drgań poprzecznych wynosi 30, dla wzdłużnych 100 a dla skrętnych aż 8000! (rys. 6.12). Wartości te dla pozostałych przypadków są oczywiście inne, ale ogólna tendencja pozostaje podobna. Warto zwrócić tu uwagę, że niezależnie od zakresu pracy (rys. 6.12 i 6.14) czy też usytuowania pęknięcia (rys. 6.13), w widmach drgań poprzecznych tak charakterystyczne linie typu 2X praktycznie nie występują. Są one natomiast obecne w sprzężonych formach drgań wzdłużnych i skrętnych, a w przypadku rezonansu **R2** stają się nawet dominujące (rys. 6.14). Zmiana położenia pęknięcia (*crack2*) wywołała interesujące zmiany w widmie drgań skrętnych (rys. 6.13).



Rys. 6.10. Sprzężone formy drgań wywołane pęknięciem (**crack1**) o głębokości $W_p = 0,2$ obliczone dokładnie w silnym rezonansie układu **R2** ($n = 2600$ rpm – rys. 6.9) dla obwodowego usytuowania $\alpha_p = 90^\circ$

Dominującą stała się tu teraz superharmoniczna typu 3X (choć o bardzo małej wartości) a składowe 1X i 2X praktycznie znikły! Powyższe wyniki świadczą o tym, że **diagnostyka propagacji pęknięcia oparta tylko na tradycyjnej strukturze widma, czyli na składowych typu 1X i 2X, w przypadku bardziej złożonych maszyn wirnikowych może być zawodna.**

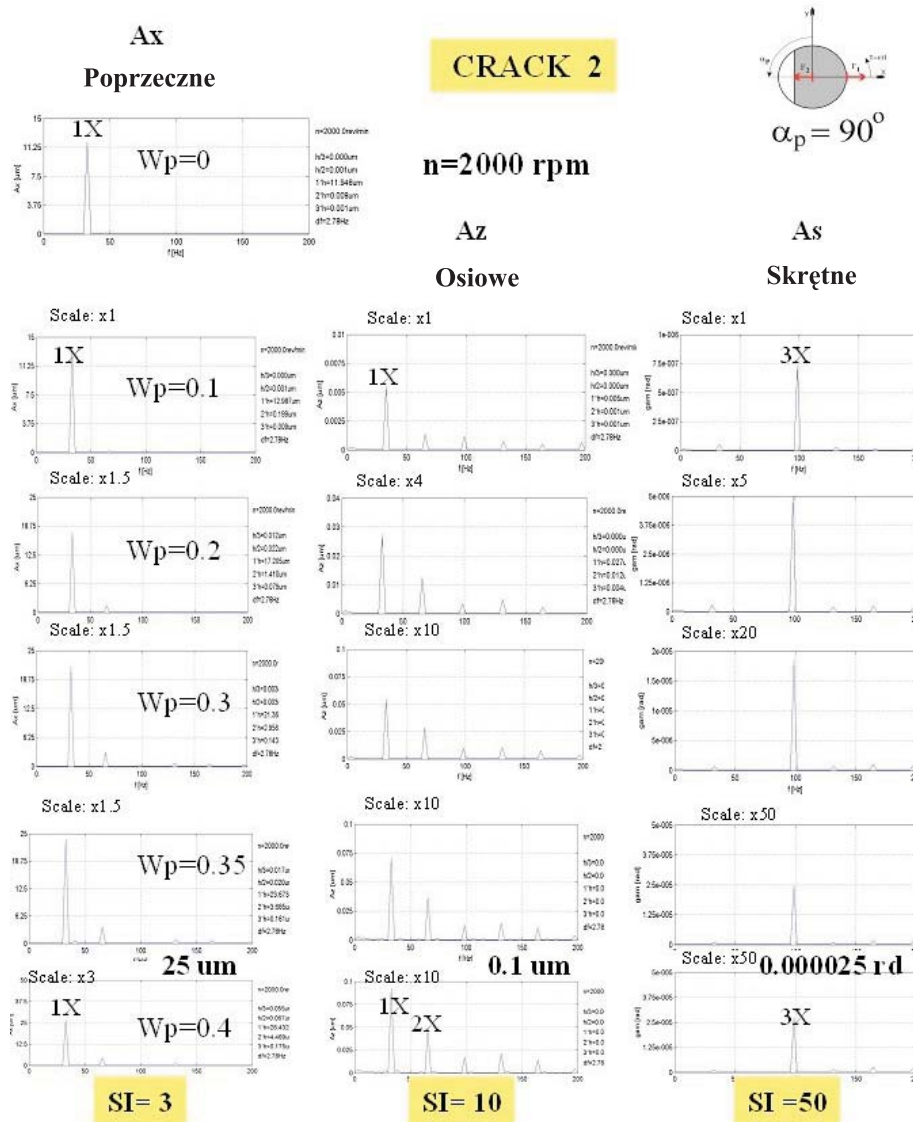
Wróćmy teraz do kwestii wielkości amplitud sprzężonych form drgań, a więc do kluczowego pytania, czy pęknięcie wału jest w stanie wygenerować **istotne** drgania również w kierunkach, na których nie działają zewnętrzne siły wymuszające. Ważna bowiem jest nie tylko sama struktura widma, o czym mówiliśmy wcześniej, ale również wielkość potencjalnego sygnału. Jak już stwierdziliśmy, dla rezonansowych prędkości obrotowych wirnika (np. w rezonansie **R2** – rys. 6.9) sprzężenia te były wyjątkowo silne (rys. 6.10, 6.11 oraz rys. 6.14). Silny i niebezpieczny rezonans układu wywołany pęknięciem jest przypadkiem bardzo interesującym, ale z punktu widzenia pracy maszyny dość nietypowym, ponieważ w praktyce staramy się ten rezonans możliwie jak najszybciej przejść. Zobaczmy zatem jak przedstawia



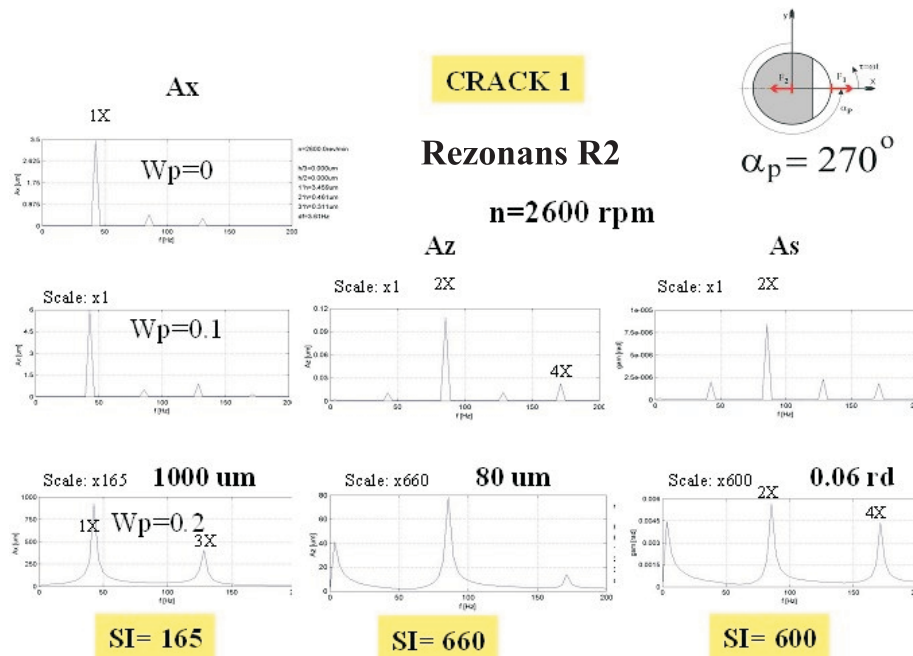
Rys. 6.11. Sprzężone formy drgań wywołane pęknięciem (**crack1**) o głębokości $W_p = 0,2$ obliczone dokładnie w silnym rezonansie układu R2 ($n = 2600$ obr/min – rys. 6.9) dla obwodowego usytuowania $\alpha_p = 270^\circ$

się sprawa dla typowych, przedrezonansowych, a więc stabilnych warunków pracy układu (co oznacza w naszym przypadku prędkość wirnika np. $n = 2000$ obr/min). Jak wynika z rys. 6.12 dla pęknięcia o dużej głębokości $W_p = 0,4$ usytuowanego w sprzęgle wirnika (**crack1**) wygenerowane zostały w okolicach środkowego łożyska nr 2 drgania wzdłużne o amplitudzie ok. $1,6 \mu\text{m}$, co w porównaniu z drganiami absolutnymi wału w tym miejscu rzędu $15 \mu\text{m}$ jest wielkością stosunkowo małą, chociaż już mierzalną. Zaskakująca jednak w tym przypadku jest wielkość amplitudy drgań skrętnych, która jest wyjątkowo duża i wynosi ok. $0,02$ [rd]. Fakt ten w połączeniu z dużą wrażliwością drgań skrętnych na propagację pęknięcia (duży wskaźnik SI – rys. 6.12) powoduje, iż diagnostyka pęknięcia oparta na drganiach skrętnych układu może być bardzo efektywna.

Odmienne wnioski wypływają z badań przeprowadzonych dla innego usytuowania pęknięcia wzdłuż linii wirników, pomimo, iż układ nadal pracuje w tych samych stabilnych warunkach. Z rys. 6.13 wynika, że usytuowanie pęknięcia w środkowej części linii wirników pomiędzy łożyskami nr 2 i 3 (**crack2** - rys. 6.4)



Rys. 6.13. Sprzężone widma drgań poprzeczno-wzdłużno-skrętnych wywołane pęknięciem *crack2* o głębokości od $W_p = 0$ do $W_p = 0,4$. Stabilny przedrezonansowy zakres pracy wirnika. Przypadek małych wartości drgań wzdłużnych i skrętnych (zanik mechanizmu sprzężenia)



Rys. 6.14. Sprężone widma drgań poprzeczno-wzdłużno-skrętnych wywołane pęknięciem *crack1* o głębokości od $W_p = 0$ do $W_p = 0,2$. Przypadek silnych sprzężeń rezonansowych (praca układu w rezonansie R2 – rys. 6.16)

zasadniczo zmienia sytuację.

Sprężone formy drgań wywołane pęknięciem praktycznie zanikły, ponieważ wielkości amplitud składowych widm drgań wzdłużnych rzędu $0,1\mu\text{m}$ i skrętnych rzędu $0,000025\text{ rd}$ są bardzo trudno mierzalne! Warto zauważyć, iż drgania poprzeczne pozostają praktycznie na tym samym poziomie (amplitudy składowych widm są bowiem rzędu $25\mu\text{m}$ – rys. 6.13).

Możemy zatem wyciągnąć dość ogólną uwagę, że w złożonych wielopodporowych maszynach wirnikowych nie tylko struktura widma, ale również wielkość amplitud sprzężonych form drgań wywołanych obecnością pęknięcia (a więc siła mechanizmu sprzęgania) w decydujący sposób zależą od usytuowania pęknięcia wzdłuż linii wirników analizowanego obiektu. W naszym przypadku tak silny wpływ pęknięcia usytuowanego w sprzęgle (*crack1*) na drgania skrętne układu wynika z faktu, iż siły zewnętrzne F_1 i F_2 – rys. 6.4 wzmocniają naturalną formę drgań układu w tym zakresie prędkości obrotowych, a w okolicach sprzęgła (środkowego łożyska nr 2) momenty skrętne na wale się kumulują.

6.3.3 Badania propagacji pęknięcia po przekroczeniu granicy stabilności

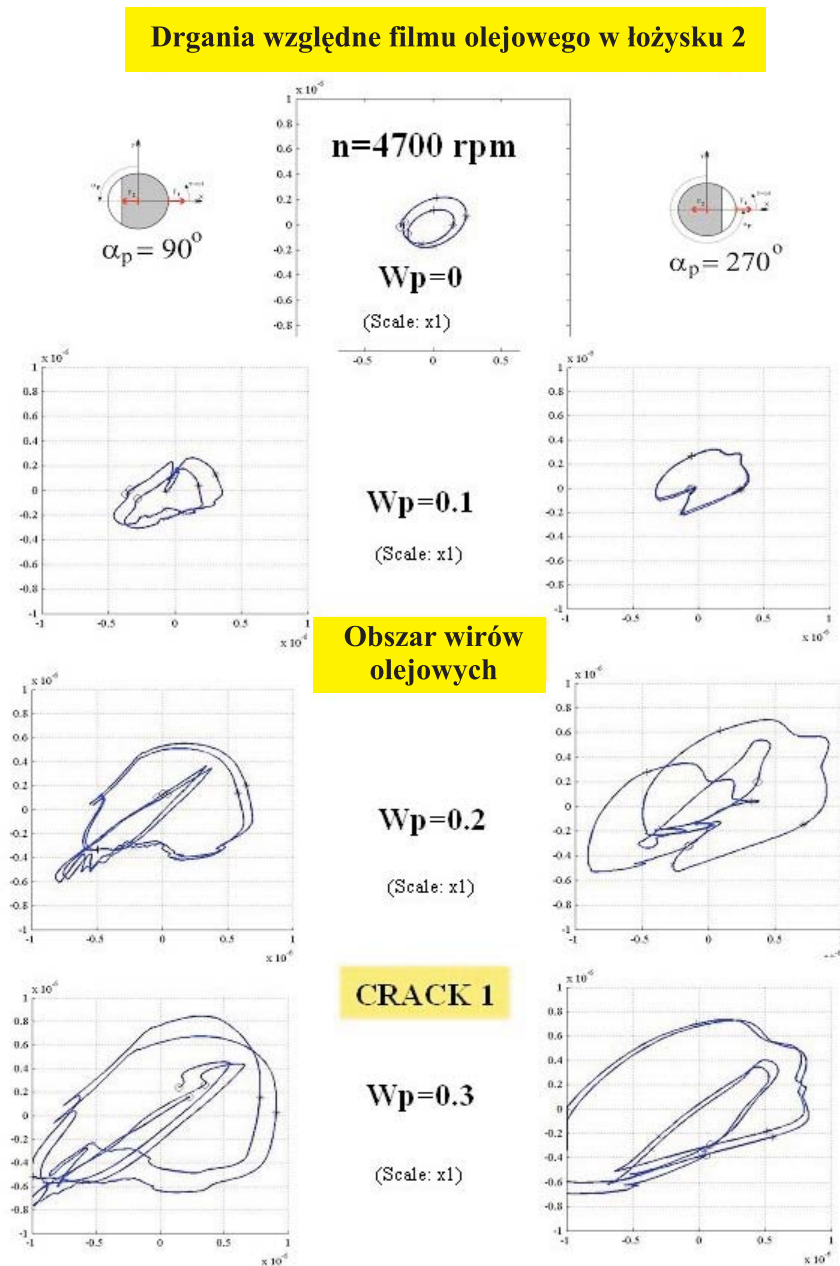
Dotychczasowe badania przeprowadzone zostały w przedrezonansowym zakresie prędkości obrotowych przyjętego obiektu, a także w silnym rezonansie **R2** wywołanym obecnością pęknięcia. Badania te odnosiły się zatem ogólnie rzecz ujmując do stabilnego reżimu pracy całego układu.

Przeprowadźmy teraz badania wpływu propagacji pęknięcia po przekroczeniu granicy stabilności układu, a więc w warunkach występowania wirów olejowych. Dla przyjętego obiektu warunki takie występują już przy prędkościach wirnika około $n=4700$ obr/min. Wyniki obliczeń przedstawiają rys. 6.15 – 6.17. Rysunek 6.15 przedstawia przebieg deformacji trajektorii wiru olejowego spowodowanej propagacją pęknięcia i obliczonej dla dwóch charakterystycznych obwodowych położań pęknięcia ($\alpha_p = 90^\circ$ i $\alpha_p = 270^\circ$). **Wartym zwrócenia uwagi rezultatem jest tu mały wpływ obwodowego usytuowania pęknięcia, co jest konkluzją zasadniczo odmienną w porównaniu do wcześniej rozpatrywanych przypadków** (w stabilnym zakresie pracy maszyny).

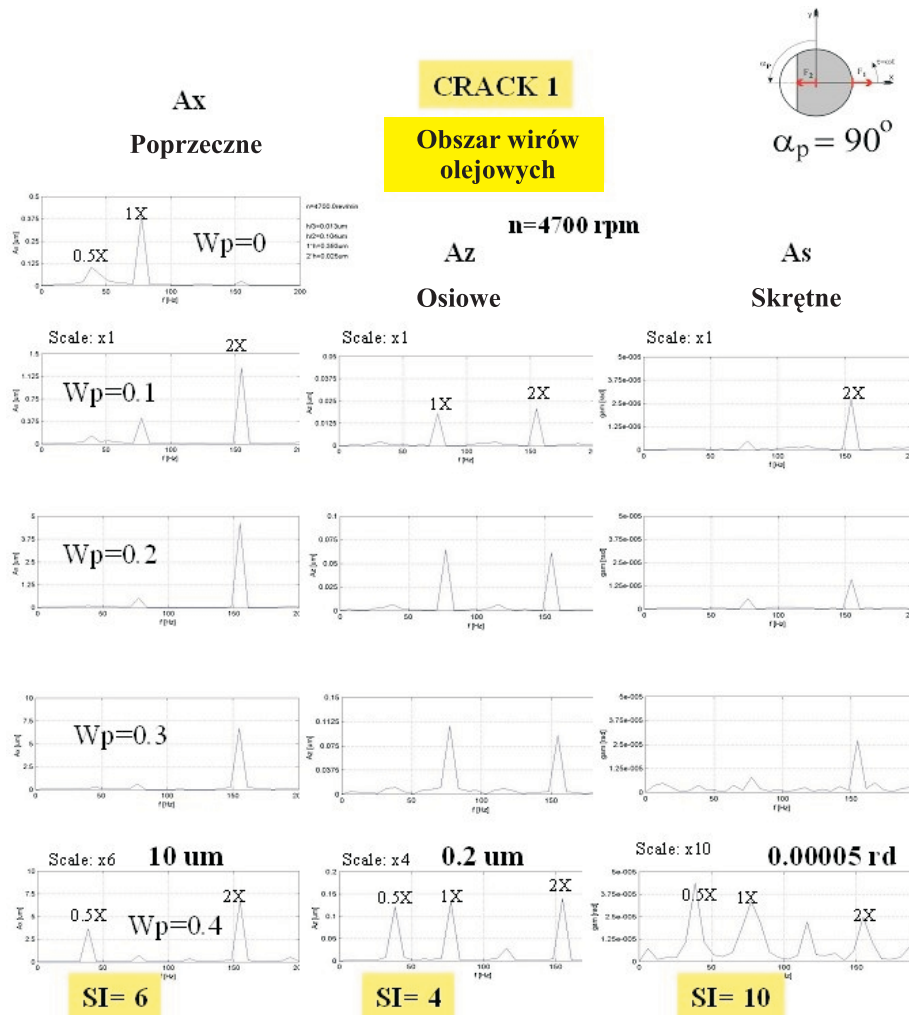
Więcej interesujących informacji dostarcza analiza sprzężonych widm drgań wywołanych obecnością pęknięcia – rys. 6.16 i 6.17. W przypadku wirów olejowych charakterystyczne są składowe subharmoniczne widma zbliżone do 0,5X. **Okazuje się, że pęknięcie w miarę wzrostu jego głębokości podtrzymuje i wzmacnia istniejące już w układzie składowe subharmoniczne typu 0,5X.** Widać to szczególnie wyraźnie na rys. 6.17, gdzie składowa subharmoniczna stała się dominującą w widmie drgań (dla dużych głębokości pęknięcia). Jest to wniosek dość zaskakujący, ponieważ powszechnie przyjmuje się, że pęknięcie nie może być odpowiedzialne za istnienie składowych subharmonicznych w widmie drgań. Powyższa uwaga może być cenną wskazówką dla systemów monitorowania stanu maszyny, gdyż zwraca uwagę na fakt, że mogą istnieć przypadki w których trudno jednoznacznie stwierdzić, czy rejestrowany wzrost składowych subharmonicznych w widmie drgań jest wynikiem rozwoju wirów olejowych czy też wynikiem propagacji pęknięcia wału maszyny.

Jak się okazuje również i w tym przypadku największą czułość na propagację pęknięcia wykazują drgania skrętne (porównaj wartości współczynników czułości SI – rys. 6.16 i 6.17).

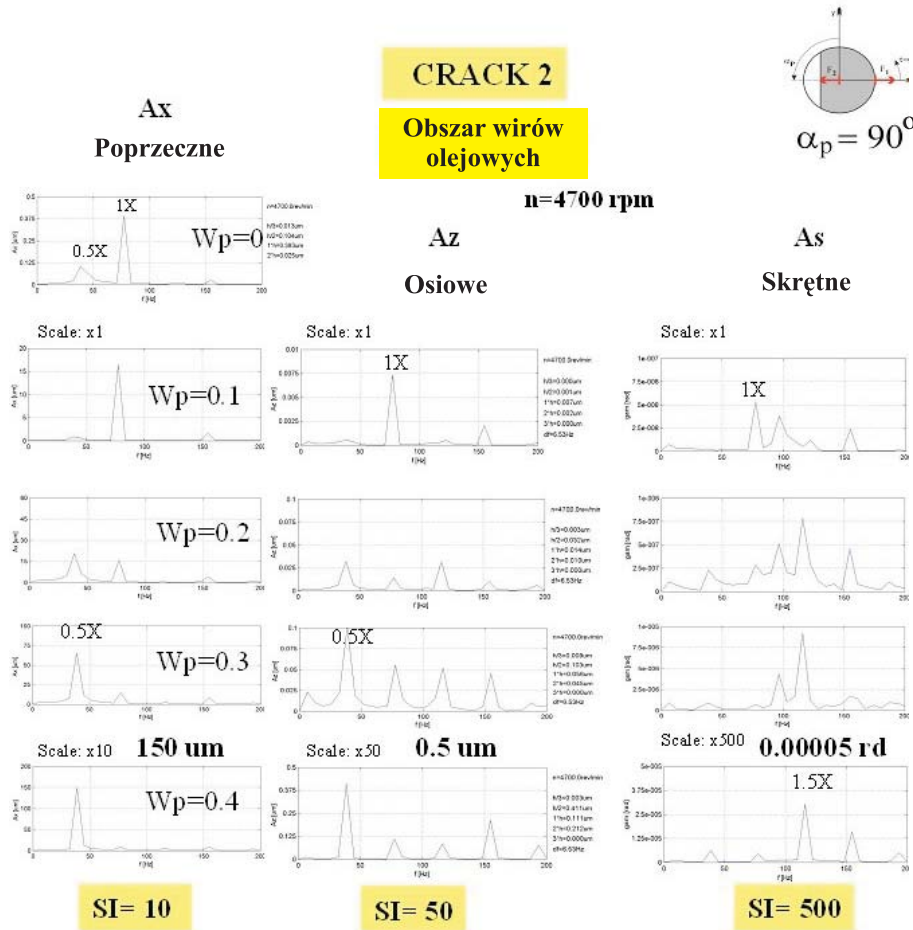
Najbardziej jednak zaskakujący jest fakt, że po przekroczeniu granicy stabilności układu, nawet duże wartości głębokości pęknięcia wału, niezależnie od jego umiejscowienia na linii wirników, nie są w stanie wygenerować znaczących sprzężonych form drgań wzdłużnych i skrętnych (amplitudy drgań wzdłużnych są rzędu 0,2 do 0,5 μm a skrętnych rzędu 0,00005 rd – rys. 6.16 i 6.17). Wniosek ten jest o tyle interesujący, że dla tych samych warunków amplitudy składowych widm drgań **poprzecznych** silnie zależą od lokalizacji pęknięcia (10 μm dla pęknięcia **crack1** i 150 μm dla **crack2** – rys. 6.16 i 6.17).



Rys. 6.15. Przebieg deformacji trajektorii wiru olejowego spowodowanej propagacją pęknięcia po przekroczeniu granicy stabilności układu. Obliczenia przeprowadzono dla pęknięcia w sprzęgle **crack1** i dla dwóch jego charakterystycznych obwodowych położeń ($\alpha_p = 90^\circ$ i $\alpha_p = 270^\circ$ – rys. 6.4)



Rys. 6.16. Sprzężone widma drgań obliczone dla obszaru występowania wirów olejowych i dla pęknięcia **crack1**. Obliczenia przeprowadzono dla różnych wartości głębokości pęknięcia z przedziału od $W_p = 0$ do $W_p = 0,4$



Rys. 6.17. Sprzężone widma drgań obliczone dla obszaru występowania wirów olejowych i dla pęknięcia **crack2**. Obliczenia przeprowadzono dla różnych wartości głębokości pęknięcia z przedziału od $W_p = 0$ do $W_p = 0,4$

6.3.4 Znaczenie widm fazowych

Dotychczasowe badania prowadziliśmy analizując wyłącznie widma amplitudowe drgań. Okazuje się, że forma i zakres zmian widm fazowych dla defektów typu pęknięcia wału mogą być dodatkowym i cennym nośnikiem informacji diagnostycznej tym bardziej, iż w niektórych przypadkach zmiany te mogą być o wiele bardziej wyraźne. Przekonuje nas o tym rys. 6.18. Widma amplitudowe zostały tu zestawione z widmami fazowymi obliczonymi dla tych samych przypadków pracy obiektu oraz identycznego defektu (pęknięcia wału). Jak widać, obraz zmian widm fazowych jest o wiele większy i przybiera charakter jakościowy, co może ułatwiać diagnostykę analizowanego defektu, np. ocenę wpływu obwodowego usytuowania pęknięcia.

6.3.5 Dyskusja uzyskanych wyników

Wróćmy teraz do zasadniczej tezy i pytania postawionego w niniejszym rozdziale, a mianowicie, czy defekt typu pęknięcie wału jest w stanie wygenerować istotne sprzężone formy drgań w złożonej wielopodporowej maszynie wirnikowej i czy drgania te mogą być lepszym wyróżnikiem diagnostycznym stanu obiektu.

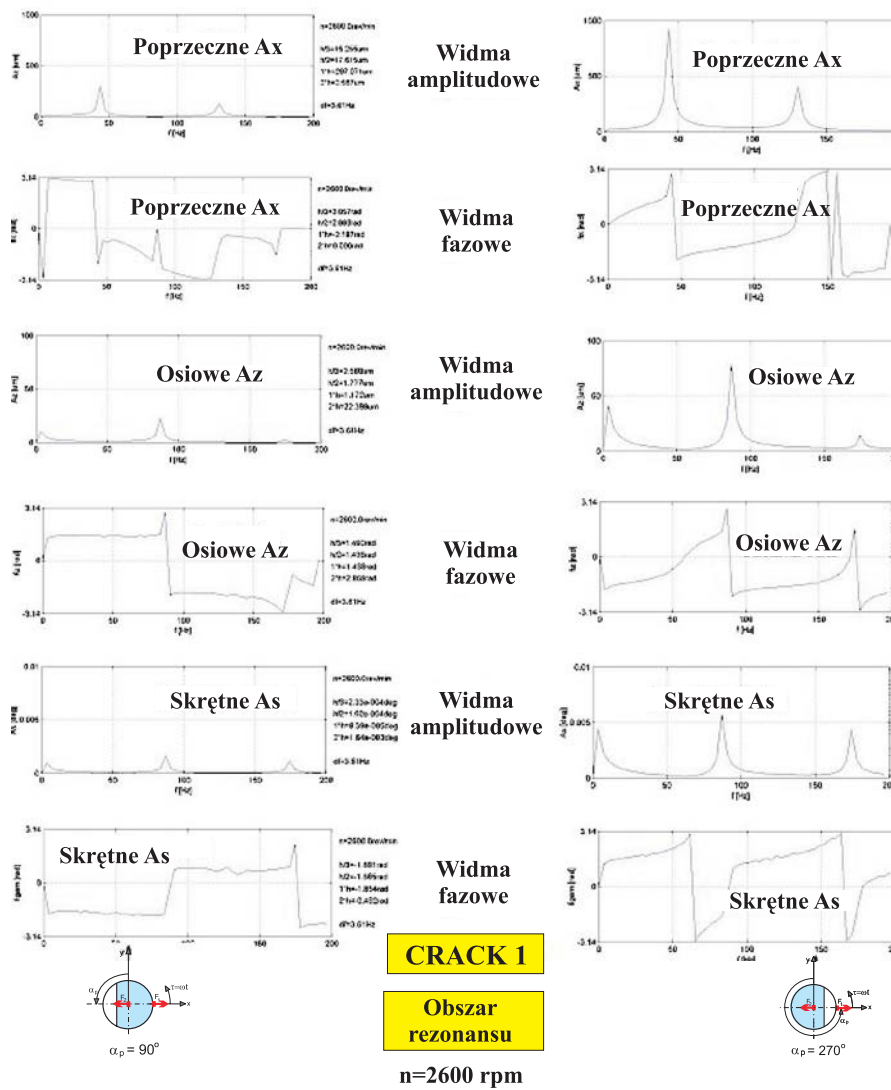
Na tak postawione pytanie nie ma niestety jednoznacznej odpowiedzi. Wygenerowane sprzężone formy drgań silnie bowiem zależą od umiejscowienia pęknięcia w układzie i warunków pracy obiektu. Istnieją położenia dla których sprzężenia te są istotne i mogą stanowić podstawę dla bardziej wiarygodnej diagnostyki. Również przy pracy obiektu, np. w warunkach rezonansu, można zarejestrować drgania w kierunkach, na których nie działają zewnętrzne siły wymuszające. Dotyczy to zwłaszcza drgań skrętnych. Są one nie tylko bardziej wrażliwe na propagację pęknięcia, ale również osiągają, przy większych wartościach głębokości pęknięcia, mierzalne już wartości.

Pęknięcie wzdłuż linii wirników może być jednakże tak usytuowane, że nie będzie w stanie wywołać istotnych sprzężeń w układzie i tym samym wartości amplitud sprzężonych drgań, np. wzdłużno-skrętnych, staną się praktycznie niemierzalne. Uwaga ta dotyczy zarówno pracy obiektu przed- jak i po przekroczeniu granicy stabilności układu. Rozwój wirów olejowych wyraźnie wyhamowuje sprzężone formy drgań.

W przypadkach, dla których znaczące sprzężone formy drgań zostały przez pęknięcie wygenerowane, ich analiza może z całą pewnością dostarczyć bardziej wiarygodnych informacji o stanie obiektu i tym samym może stanowić lepsze narzędzie do wczesnej detekcji defektu maszyny.

Na podstawie przeprowadzonych badań można też wyciągnąć wnioski natury nieco bardziej szczegółowej, a mianowicie:

- Brak superharmonicznej składowej widma typu $2X$ dla drgań poprzecznych nie zawsze musi oznaczać, że pęknięcia w układzie nie ma. Są bowiem sytuacje, w których pęknięcie wzmacnia istniejące wcześniej w układzie składowe wyższych rzędów przy śladowym udziale drugiej harmonicznej.



Rys. 6.18. Znaczenie widm fazowych. Widma fazowe drgań zestawione z widmami amplitudowymi dla wszystkich sprzężonych form drgań wywołanych pęknięciem **crack1** o głębokości $W_p = 0,2$. Obliczenia przeprowadzono w rezonansie **R2** obiektu z rys. 6.4 dla dwóch obwodowych położeń pęknięcia

- Po przekroczeniu granicy stabilności układu, w warunkach występowania i rozwoju wirów olejowych, pęknięcie wału wzmacnia charakterystyczne składowe subharmoniczne w widmach drgań. Wartości amplitud sprzężonych form drgań wzdłużno-skrętnych są niewielkie.
- W przypadku, kiedy znaczące sprzężone formy drgań zostały wygenerowane, składowe widm typu 1X i 2X dla drgań wzdłużnych a zwłaszcza skrętnych są zdecydowanie bardziej czule na propagację pęknięcia, niż klasyczne typu 2X dla drgań poprzecznych.
- Obwodowe usytuowanie pęknięcia ma duży, chociaż zróżnicowany, wpływ na pracę układu w stabilnych warunkach pracy. Po przekroczeniu granicy stabilności wpływ ten zanika.
- Fazowe widma drgań mogą stanowić cenne uzupełnienie widm amplitudowych.

Warto zaznaczyć, że pomimo, iż analiza drgań skrętnych i widm fazowych w wielu przypadkach byłaby zdecydowanie bardziej efektywna, to praktyczne jej stosowanie jest ograniczone trudnościami pomiarowymi na obiektach rzeczywistych i związanymi z tym kosztami.

Podsumowując rozważania przeprowadzone w niniejszym rozdziale możemy stwierdzić, że w przypadku dużych maszyn wirnikowych jednoznaczna i wczesna detekcja uszkodzeń typu pęknięcie wału nie zawsze jest możliwa. Są bowiem sytuacje w których brak charakterystycznych składowych widm drgań (np. typu 2X) lub też brak sprzężonych form drgań w układzie nie musi automatycznie oznaczać, że pęknięcie w układzie nie ma. Implikuje to konieczność indywidualnego potraktowania i analizy każdego obiektu a także stawia wysokie wymagania dla współczesnych systemów diagnostycznych. Wymagania te są tym bardziej wysokie z uwagi na fakt, iż na ogół nie znamy *a priori* położenia pęknięcia ani zmienionych przez jego wpływ prędkości rezonansowych obiektu, co wskazuje na potencjalną możliwość niejednoznaczności związków typu defekt- symptom i trudności w identyfikacji adekwatnego wyróżnika diagnostycznego stanu maszyny. Z drugiej jednak strony nowoczesne metody analizy komputerowej bazujące na nowych modelach i programach komputerowych, jak potwierdzają to zamieszczone w niniejszej pracy wyniki badań, stwarzają pewne szanse na lepszą i bezpieczniejszą diagnostykę stanów awaryjnych maszyn wirnikowych w przyszłości.

6.4 Duża maszyna wirnikowa

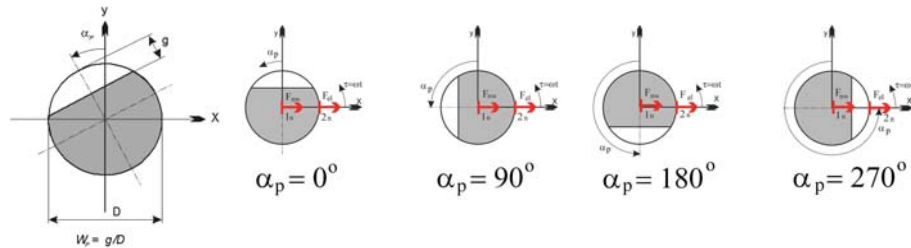
6.4.1 Obiekt badań. Umieszczenie pęknięć

Przyjmijmy do badań dużą maszynę energetyczną opisaną już w rozdziale 3 (rys. 3.3 i 3.4). Jest to turbozespół 13K215 o mocy 200 MW. Podstawowe dane geometryczne tej maszyny przedstawione zostały w rozdziale 3.3.2.1. Przyjmijmy też, że mamy do czynienia z przypadkiem referencyjnym (bazowym) przedstawionym w rozdziale 3.3.3. Oznacza to, że model obiektu został dostrojony do wzorcowych danych

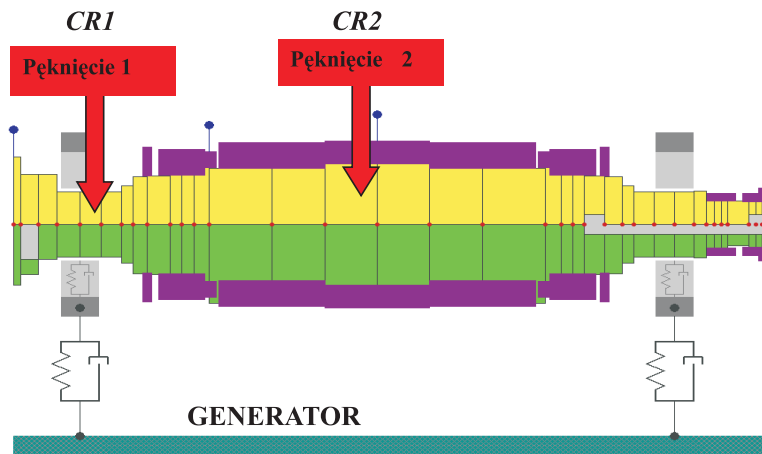
eksploatacyjnych pomierzonych na obiekcie rzeczywistym. Wynik tego dostrojenia przedstawiają rys. 3.53 i rys. 3.54.

Dysponując tak dostrojonym modelem obiektu możemy przystąpić do analizy wpływu pęknięć wału w myśl koncepcji przedstawionej na rys. 6.3.

Przyjmijmy do rozważań, podobnie jak dla przypadku wirnika laboratoryjnego, cztery położenia pęknięcia w kierunku obwodowym (w stosunku do płaszczyzny działania sił wymuszających) i oczywiście ten sam model poprzecznego pęknięcia zewnętrznego – rys. 6.19.



Rys. 6.19. Model pęknięcia i przypadki jego obwodowego usytuowania w kierunku obwodowym



Rys. 6.20. Umieszczenie pęknięć w wirniku generatora

W modelu tym współczynnik głębokości pęknięcia (współczynnik pęknięcia) W_p , został zdefiniowany jako stosunek głębokości pęknięcia g do średnicy przekroju wału D . Jest to więc w istocie względna głębokość pęknięcia, czyli

$$W_P = \frac{g}{D}.$$

Z kolei kąt fazowy pęknięcia α_p jest ściśle powiązany ze znacznikiem fazy, czyli kierunkiem działania zewnętrznych sił wymuszających.

Z punktu widzenia dalszych rozważań niezmiernie istotne jest położenie pęknięcia lub pęknięć wzdłuż linii wirników. Przyjmijmy zatem, że w wirniku turbozespołu, a konkretnie w części generatorowej, mogą zamiennie występować pęknięcia w dwóch punktach [6.26]–[6.28]:

Pęknięcie 1 (CR1) – w obrębie łożyska nr 6,

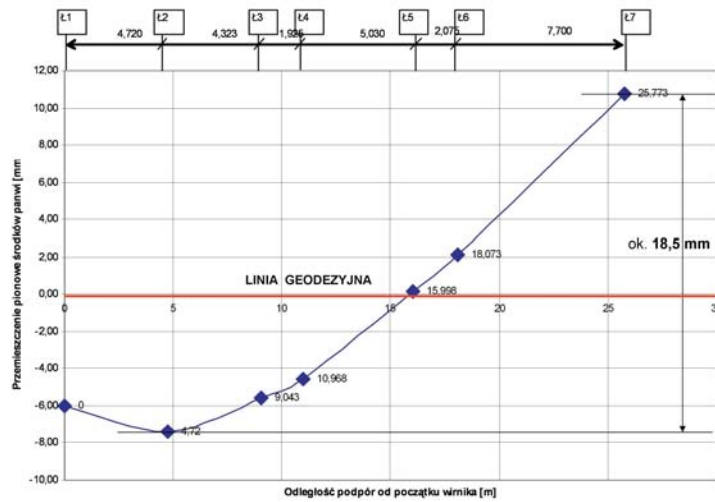
Pęknięcie 2 (CR2) – w części środkowej wirnika generatora, mniej więcej w połowie rozstawu jego łożysk.

Pęknięcie 1 jest umiejscowione w miejscu, w którym ugięcia kinetostatyczne wirnika są stosunkowo małe – rys. 6.22. Z racji bliskości węzła modelu odpowiadającego czopowi łożyska nr 6, również drgania są stosunkowo niewielkie. Można się zatem spodziewać mniejszego wpływu **Pęknięcia 1** na stan dynamiczny maszyny.

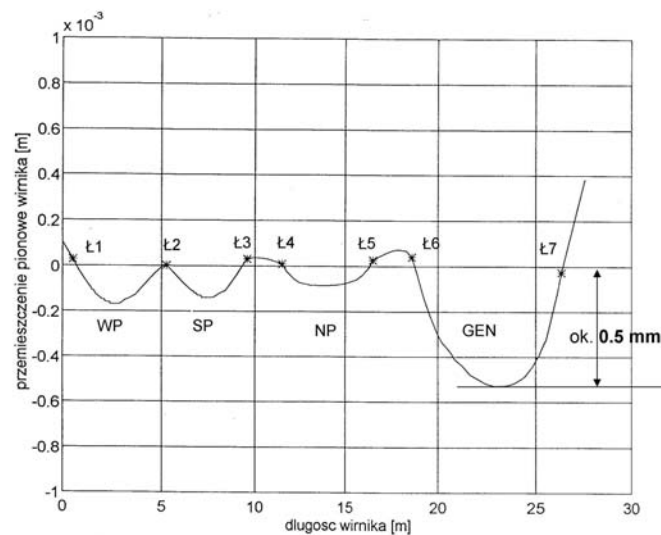
Pęknięcie 2 jest z kolei umiejscowione w części wirnika o dużych ugięciach kinetostatycznych – rys. 6.22. Są one spowodowane dużą masą wirnika generatora (masywne uzwojenie) oraz stosunkowo dużym rozstawem jego łożysk (7,7 m). Spodziewać się zatem można dużego wpływu **Pęknięcia 2** na stan dynamiczny maszyny.

Przed przystąpieniem do właściwych badań związanych z wpływem pęknięć warto wykonać obliczenia wstępne uwidaczniające skalę i wzajemne proporcje deformacji kinetostatycznych, grawitacyjnych i dynamicznych tak dużego obiektu. Przyjmując dyskretyzację MES linii wirników jak na rys. 3.46 i 3.47, a także zestaw sił zewnętrznych działających na układ opisany w rozdziale 3.3.3, otrzymano wyniki przedstawione na rys. 6.21 do rys. 6.25. Jak widać z rys. 6.21 różnica w przemieszczeniach podpór łożyskowych pomiędzy łożyskiem nr 2 i 7 wynosi ok. 18,5 mm (pomierzona eksperymentalnie wielkość przemieszczeń termicznych i montażowych). Odształcenia grawitacyjne linii wirników są w tej skali prawie niewidoczne. Rysunek 6.22 przedstawia z kolei same ugięcia grawitacyjne (kinetostatyczne) linii wirników z pominięciem przemieszczeń podpór (sprowadzone one zostały do wartości zerowej linii geodezyjnej). Najbardziej, jak widać, odkształca się generator (o wartość równą ok. 0,5 mm).

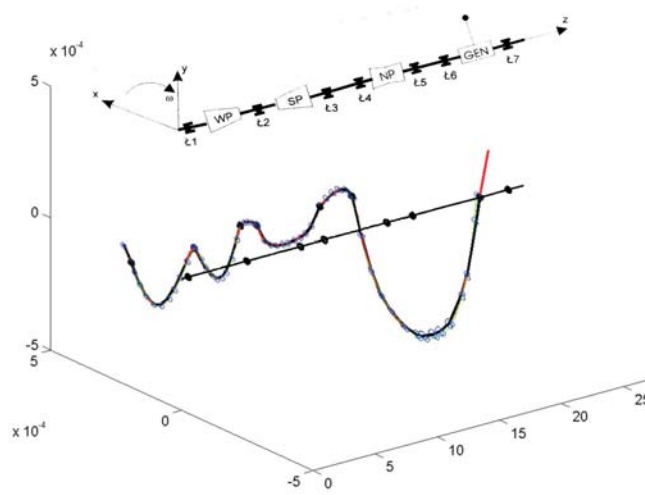
Na rys. 6.23 zestawiono w tej samej skali trajektorie przemieszczeń dynamicznych wywołane siłami zewnętrznymi właściwymi dla przypadku referencyjnego (bazowego – rozdział 3.3.3) z odkształceniami grawitacyjnymi linii wirników. Rysunek ten uwidacznia, że dla przypadku normalnej pracy układu przemieszczenia dynamiczne są zdecydowanie mniejsze od kinetostatycznych. Inaczej jest w przypadku skrajnie dużej niestabilności dynamicznej układu. Przypadek taki przedstawia rys. 6.24. Tak silna niestabilność układu wywołana została hipotetycznym, bardzo dużym pęknięciem wirnika. Na obecnym etapie rozważań chodzi nam tylko o pokazanie, że przypadki takie są możliwe. Wróćmy jednak do przypadku referencyjnego, czyli do normalnej pracy maszyny. Aby wyraźniej pokazać trajektorie przemieszczeń dynamicznych z rys. 6.23 zostały one 300-krotnie powiększone w stosunku do skali przemieszczeń kinetostatycznych wirnika. Efekt takiego zabiegu przedstawia rys. 6.25 (powtórzenie rys. 3.56).



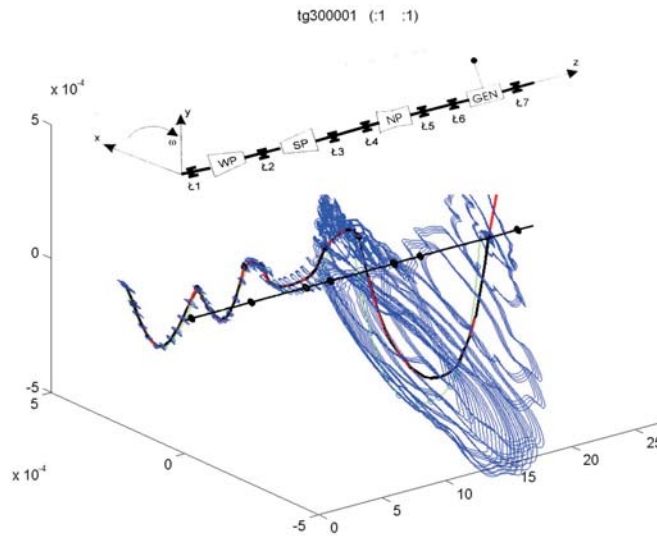
Rys. 6.21. Kształt linii wirników turbozespołu 13K215 (dla przypadku referencyjnego) w stosunku do linii geodezyjnej. Przesunięcia podpór łożyskowych (pomierzone eksperymentalnie) i odkształcenia grawitacyjne (kinetostatyczne) linii wirników (obliczone) przedstawione zostały w jednej skali



Rys. 6.22. Ugięcia grawitacyjne (kinetostatyczne) linii wirników turbozespołu 13K215 obliczone dla przypadku referencyjnego. Przesunięcia podpór zostały pominięte

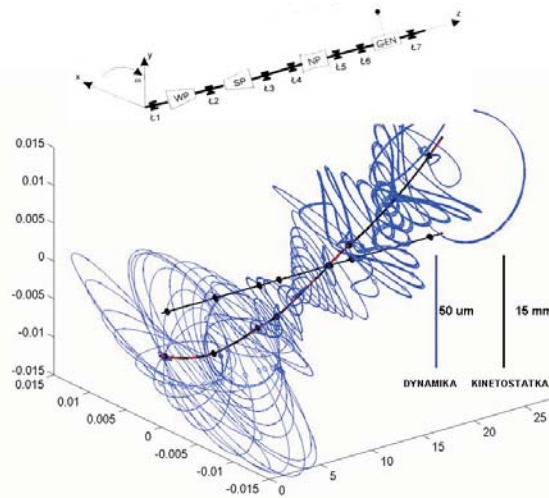


Rys. 6.23. Trajektorie przemieszczeń dynamicznych w wybranych węzłach linii wirników obliczone dla przypadku referencyjnego w zestawieniu z odkształceniami grawitacyjnymi (kinetostatycznymi). W częściach WP, SP i NP widoczne są tylko graficzne oznaczenia pozycji znacznika obrotów (trajektorie przemieszczeń dynamicznych są zbyt małe w tej skali)



Rys. 6.24. Przypadek skrajnie dużej hipotetycznej niestabilności układu. Trajektorie przemieszczeń dynamicznych w wybranych węzłach linii wirników przedstawione zostały w zestawieniu z odkształceniami grawitacyjnymi (kinetostatycznymi). Niestabilność układu wywołana została ekstremalnie dużym pęknięciem w wale generatora

Z analizy rys. 6.21 do rys. 6.25 wynika, że w przypadku dużej maszyny energetycznej sytuacja przedstawiona na rys. 6.2 jest bardzo prawdopodobna. Proces „oddychania” pęknięcia może silnie zależeć od wzajemnego stosunku przemieszczeń dynamicznych i kinetostatycznych. Przeprowadzone w następnym podrozdziale badania przekonają nas, że tak jest w istocie.



Rys. 6.25. Trajektorie przemieszczeń dynamicznych w wybranych węzłach linii wirników obliczone dla przypadku referencyjnego (powiększone 300 razy w stosunku do skali rysunku $0,015 = 300 \cdot 5e-5$) w zestawieniu z odkształceniami grawitacyjnymi (kinetostatycznymi) linii wirników i przemieszczeniami podpór

6.5 Wpływ propagacji pęknięcia

Przeprowadźmy teraz badania wpływu propagacji głębokości tak umiejscowionych pęknięć na własności dynamiczne przyjętego obiektu. Obliczenia przeprowadzone zostały dla wszystkich czterech położen pęknięcia w kierunku obwodowym (rys. 6.19) oraz całej serii wartości współczynnika W_p . Wyniki obliczeń przedstawione zostały na rys. 6.26 do rys. 6.36 (współczynnik W_p został tu oznaczony jako WPKN).

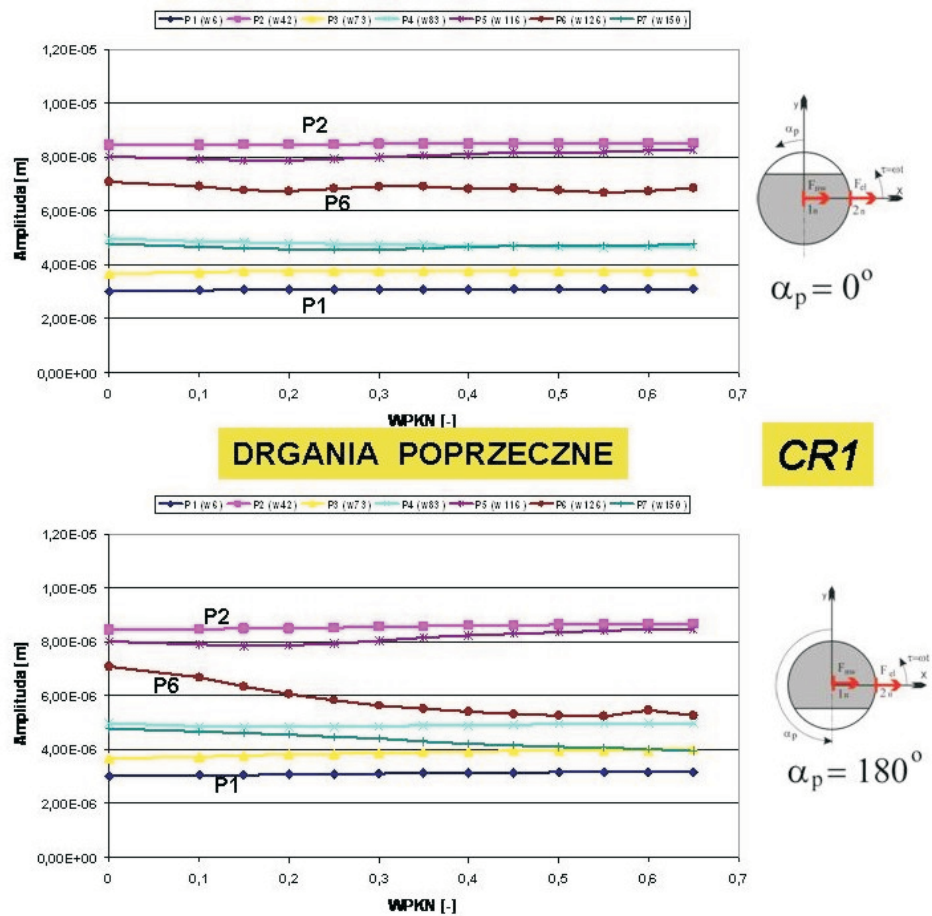
Analizując uzyskane wyniki przede wszystkim należy stwierdzić, że zarówno usytuowanie pęknięcia, jak i jego obwodowe położenie, wywiera silny wpływ na stan dynamiczny obiektu. Okazało się, iż można wyselekcjonować ze zbioru czterech dwa przypadki obwodowego usytuowania pęknięcia a mianowicie $\alpha_p = 0$ oraz $\alpha_p = 180$, z których pierwszy jest najbardziej korzystny a drugi najmniej korzystny, z punktu widzenia wzrostu drgań układu spowodowanych pęknięciem wału.

Wpływ ten jest silnie uzależniony od położenia pęknięcia wzdłuż linii wirników, co można było przewidzieć analizując rys. 6.1 i 6.2 a także rys. 6.22, 6.23 oraz 6.25. Dla pęknięcia usytuowanego w czopie łożyska nr 6 (pęknięcie 1 oznaczone jako CR1 – rys. 6.20), drgania poprzeczne i wzdłużne układu w stosunkowo niewielkim stopniu zmieniają się w miarę wzrostu głębokości pęknięcia i to praktycznie niezależnie od jego obwodowego położenia – rys. 6.26, 6.27, 6.32, 6.33. Jedynie drgania skrętne w czopie łożyska zwiększają się istotnie w miarę wzrostu współczynnika W_p , chociaż też praktycznie nie zależą od jego obwodowego położenia – rys. 6.28. Można więc zaryzykować stwierdzenie, że pęknięcie CR1 zostało umiejscowione w miarę bezpiecznie z punktu widzenia dynamiki obiektu. Wartości współczynnika W_p mogły tu być znaczne (nawet równe 0,65).

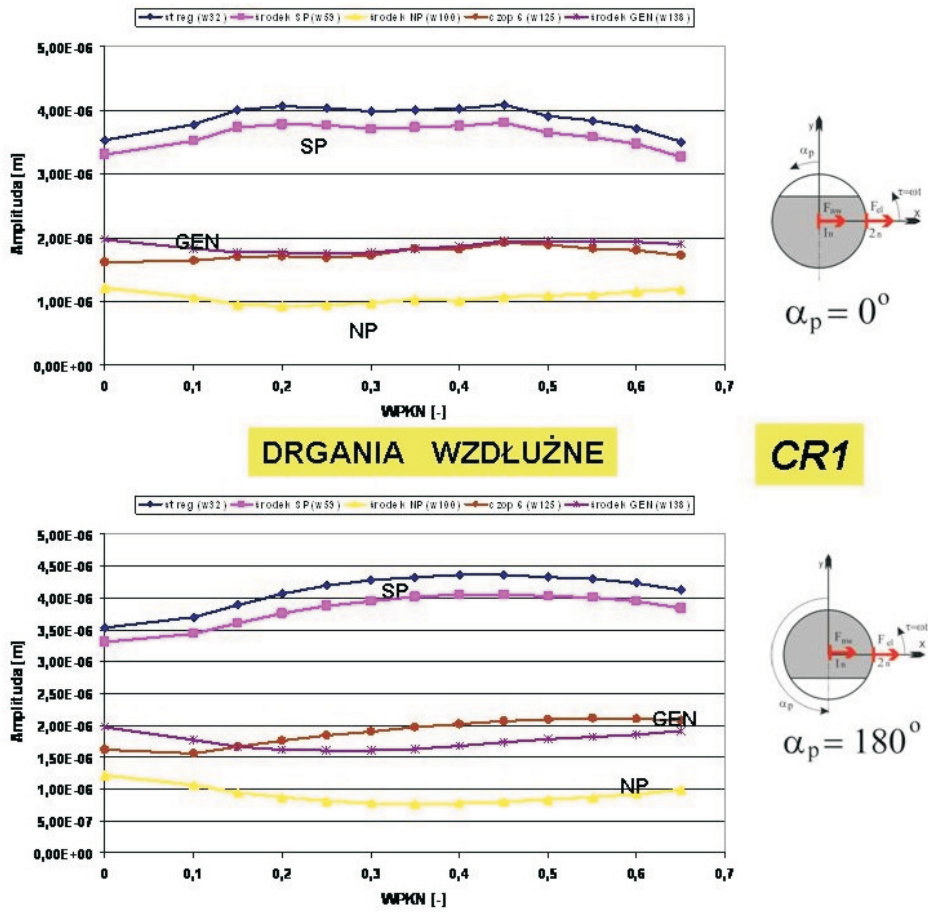
Zupełnie inaczej przedstawia się sytuacja jeśli zmienimy usytuowanie pęknięcia wzdłuż linii wirników, czyli przyjmiemy pęknięcie 2 oznaczone jako CR2 ulokowane w środkowej części generatora – rys. 6.20. Jak wynika to z rys. 6.29, 6.30, 6.31, 6.34, 6.35, 6.36 wpływ obwodowego położenia pęknięcia jest teraz zdecydowanie większy. Położenie obwodowe określone wartością współczynnika $\alpha_p = 180$ (rys. 6.19) okazało się wyjątkowo niekorzystne. Z rys. 6.29 wynika ciekawa obserwacja, a mianowicie, że amplituda drgań poprzecznych w funkcji głębokości pęknięcia może mieć swój rezonans. Oznacza to, że większa wartość pęknięcia w pewnych sytuacjach nie musi zawsze oznaczać wzrostu drgań układu. Określiłimy ten przypadek mianem „rezonansu wgłębnego”. Jest to interesujące i zarazem zaskakujące zjawisko na temat którego nie są znane autorowi tej monografii inne doniesienia literaturowe. Zjawisko rezonansu wgłębnego doskonale jest widoczne na kartach diagnostycznych zawierających zestawienie drgań panwi i filmu olejowego dla wszystkich łożysk turbozespołu – rys. 6.34 i rys. 6.35. Karta dla większej głębokości pęknięcia ($W_p = 0,3$) jest bardziej stabilna niż dla mniejszej ($W_p = 0,2$) dla której występuje rezonans wgłębny.

Porównanie kart diagnostycznych przedstawionych na rys. 6.32 do rys. 6.36 z referencyjną (bazową) kartą diagnostyczną, a więc bez pęknięć, pozwala dokładnie uwidocznić różnice w stanie dynamicznym obiektu. Karta taka została przedstawiona na rys. 6.37 (jest to powtórzenie dla wygody rys. 3.54 z rozdziału 3).

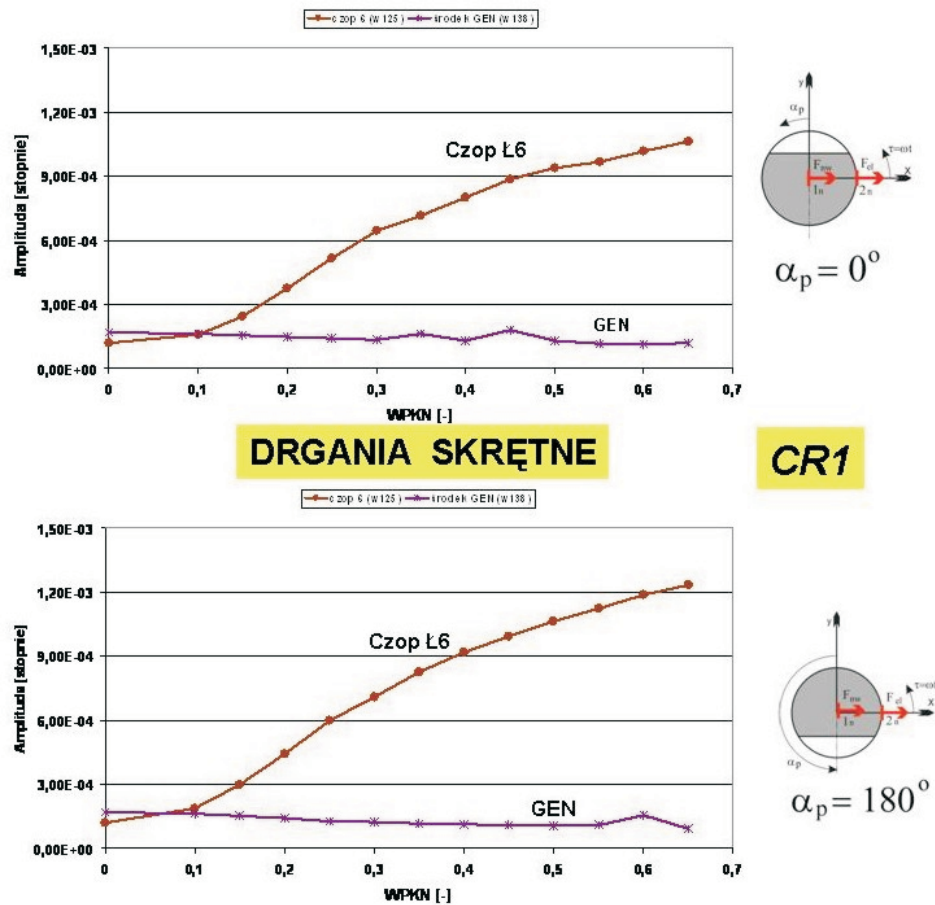
Analiza rys. 6.27, 6.28 oraz 6.30, 6.31 pozwala na wyciągnięcie pewnych wniosków dotyczących sprzężonych form drgań giętno-wzdłużno-skrętnych wywołanych obecnością pęknięć w układzie. W przypadku tak dużego obiektu energetycznego z działającymi już na układ siłami wzdłużnymi i skrętnymi (oddziaływania aerodynamiczne – rozdział 3), obecność pęknięcia powoduje słabe sprzężenia, zwłaszcza w odniesieniu do drgań wzdłużnych. Znacznie bardziej wrażliwe na wzrost współczynnika W_p są tu drgania skrętne (rys. 6.28 i rys. 6.31), chociaż wartości bezwzględne amplitud tych drgań są również małe (rzędu 0,001 stopnia). Dopiero bardzo duże, już niebezpieczne wartości współczynnika głębokości pęknięcia W_p (powyżej 0,5 dla $\alpha_p = 180$) dla pęknięcia umiejscowionego w środku generatora (CR2) powodują gwałtowny przyrost amplitudy drgań wzdłużnych i skrętnych – rys. 6.30 i rys. 6.31.



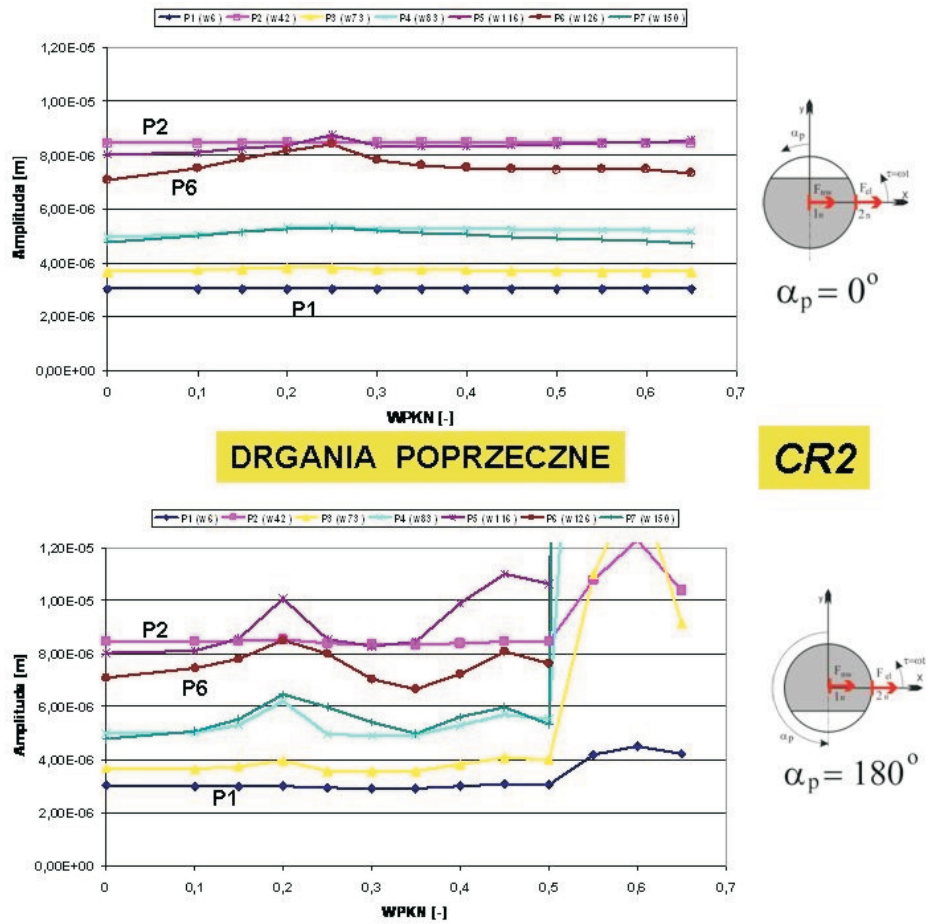
Rys. 6.26. Wpływ propagacji głębokości pęknięcia 1 (CR1) na amplitudy maksymalne drgań poprzecznych panwi łożyskowych P1...P7. Wyniki obliczeń dla dwóch położenia pęknięcia w kierunku obwodowym



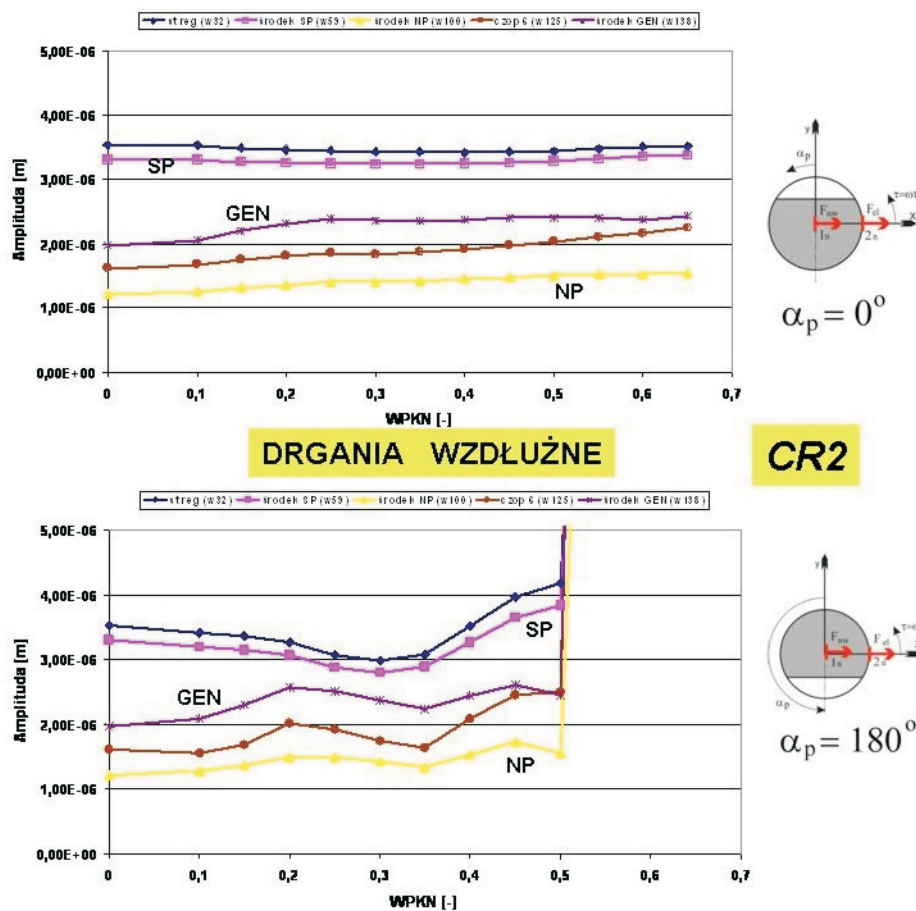
Rys. 6.27. Wpływ propagacji głębokości pęknięcia 1 (CR1) na amplitudy drgań wzdłużnych w wybranych węzłach części SP, NP i GEN. Wyniki obliczeń dla dwóch położenia pęknięcia w kierunku obwodowym



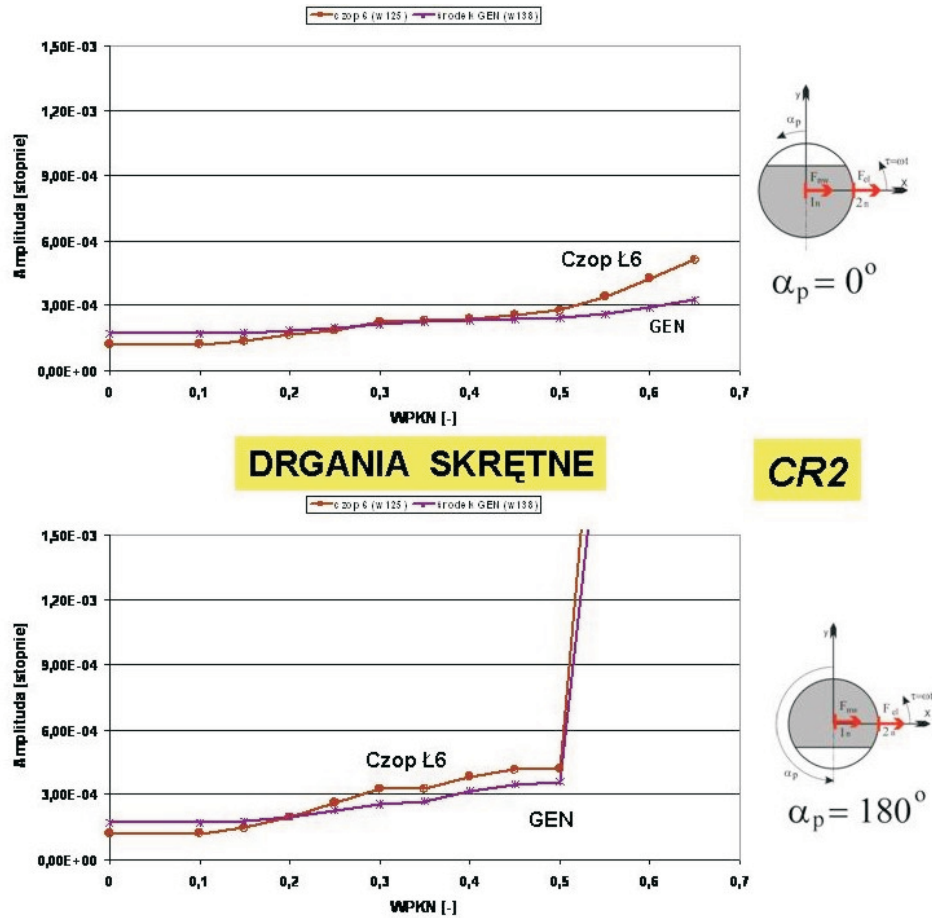
Rys. 6.28. Wpływ propagacji głębokości pęknięcia 1 (CR1) na amplitudy drgań skrętnych w czopie łożyska nr 6 i i środku generatora. Wyniki obliczeń dla dwóch położenia pęknięcia w kierunku obwodowym



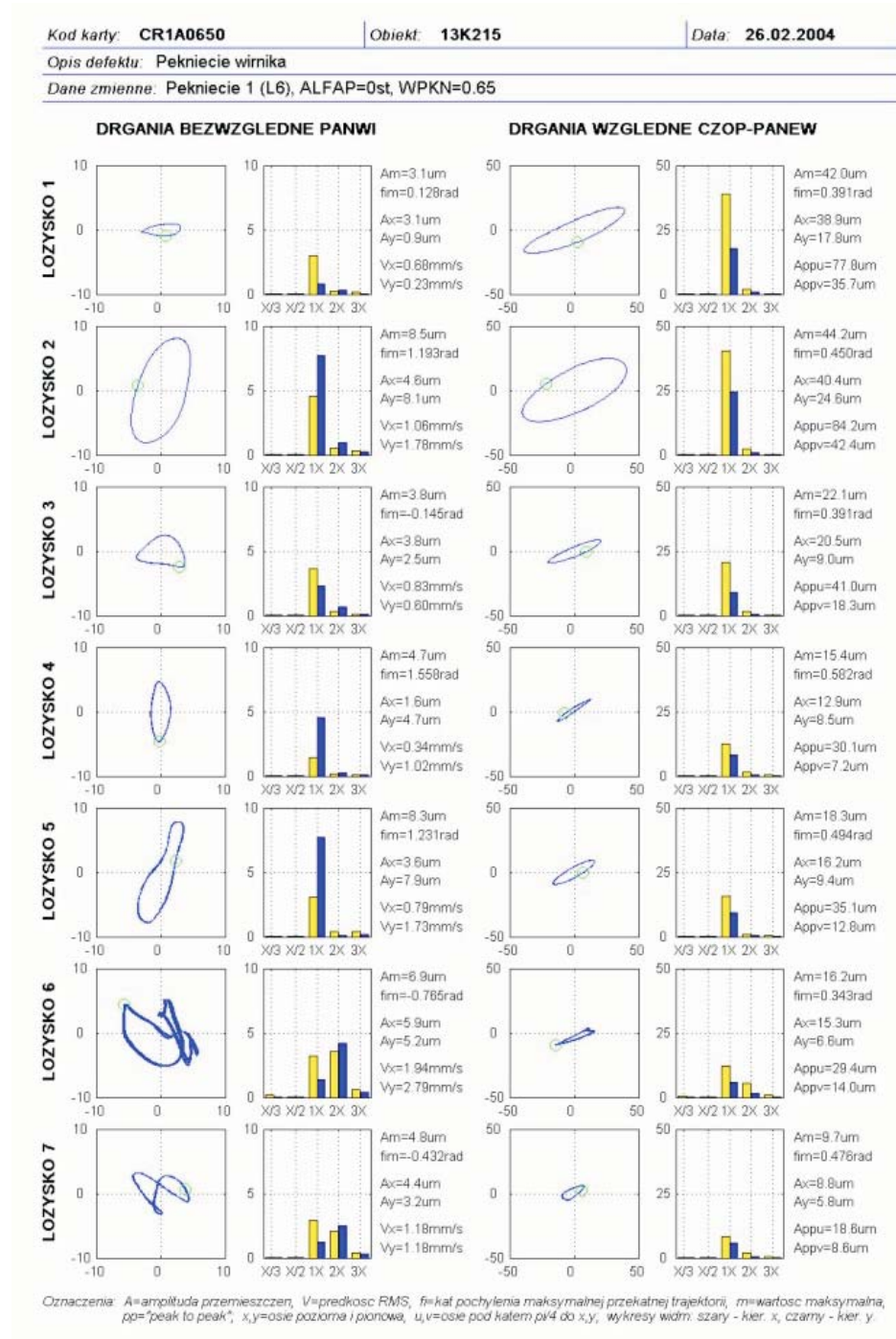
Rys. 6.29. Wpływ propagacji głębokości pęknięcia 2 (CR2) na amplitudy maksymalne drgań poprzecznych panwi łożyskowych P1...P7. Wyniki obliczeń dla dwóch położeń pęknięcia w kierunku obwodowym



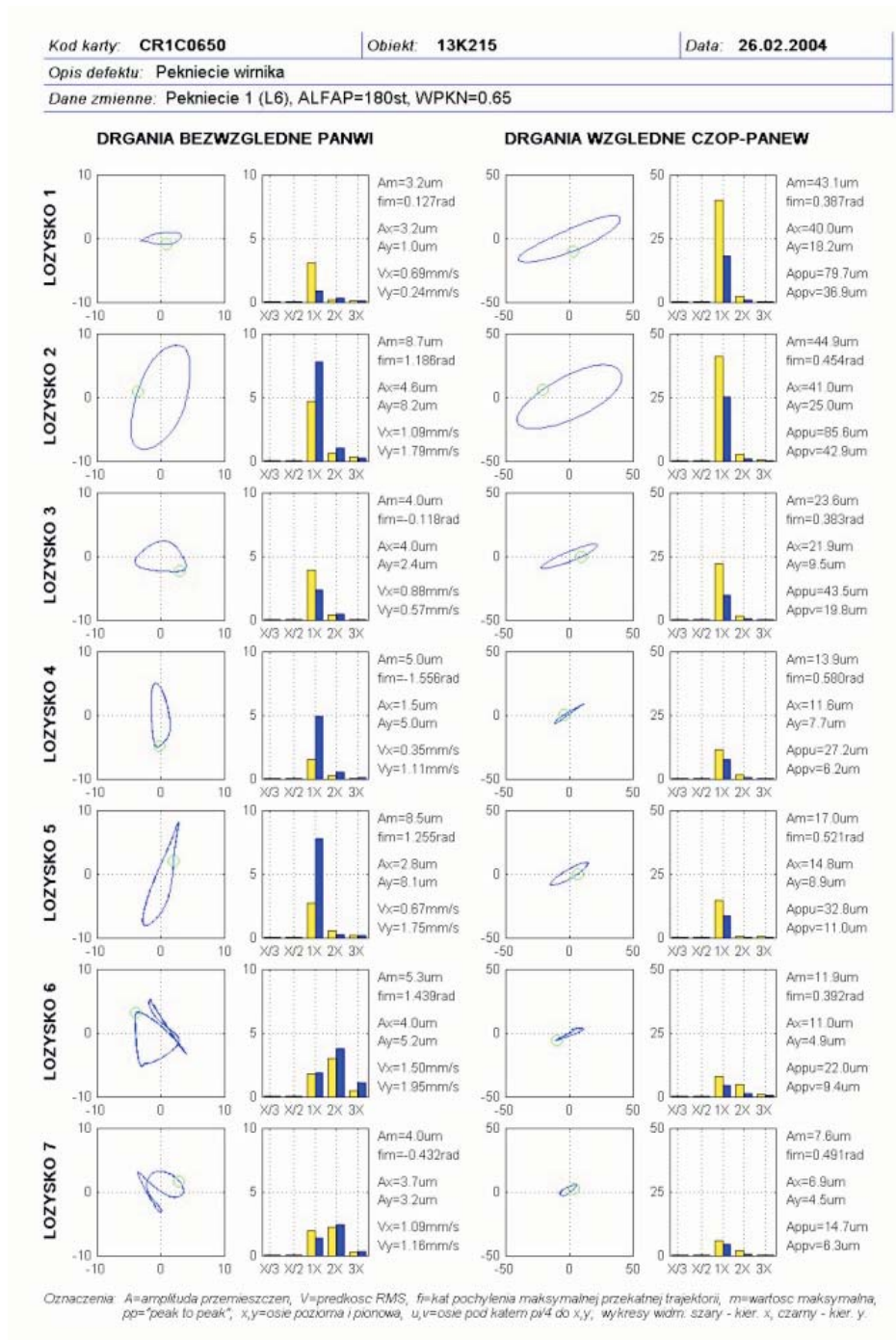
Rys. 6.30. Wpływ propagacji głębokości pęknięcia 2 (CR2) na amplitudy drgań wzdluznych w wybranych węzłach części SP, NP i GEN. Wyniki obliczeń dla dwóch położenia pęknięcia w kierunku obwodowym



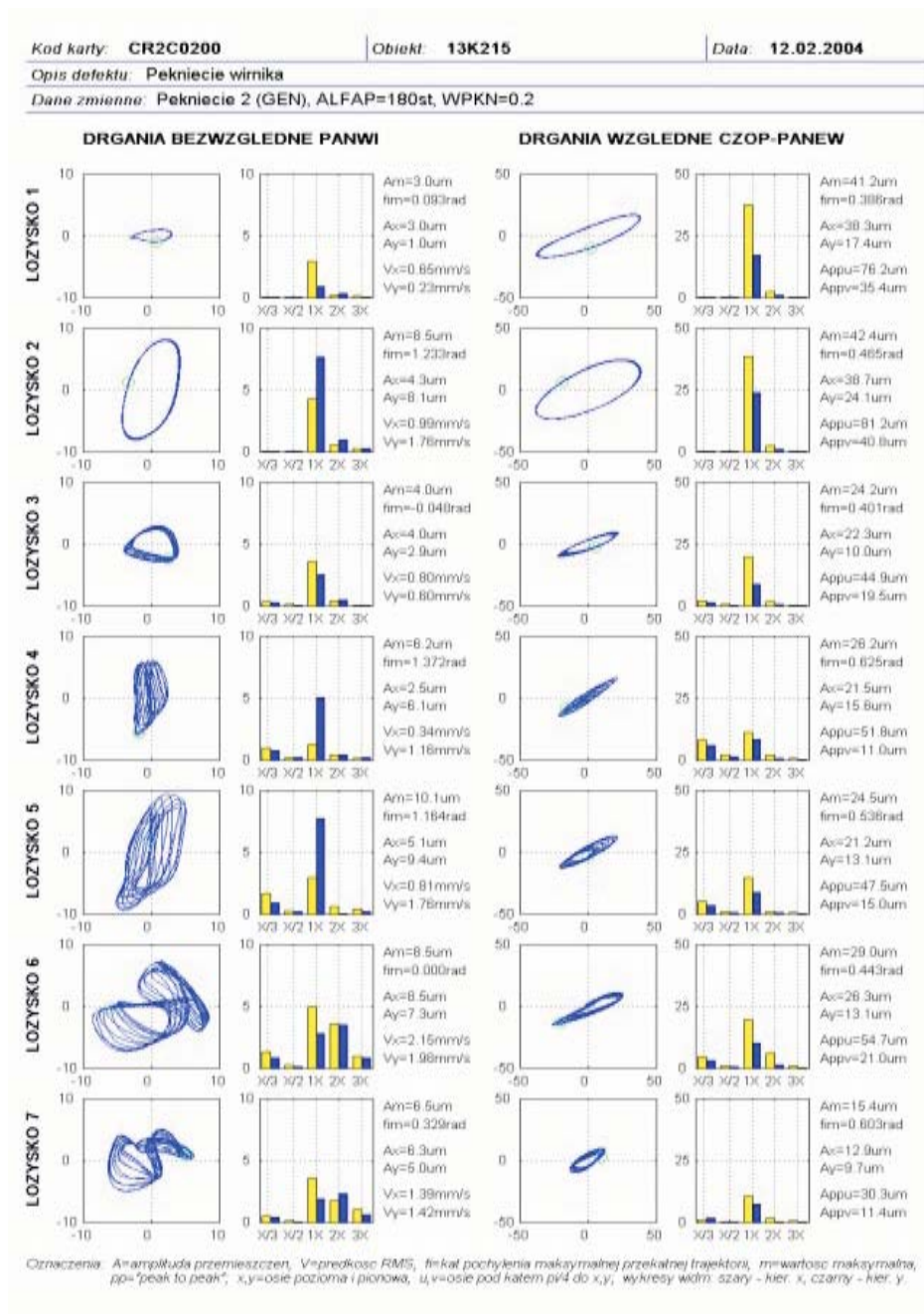
Rys. 6.31. Wpływ propagacji głębokości pęknięcia 2 (CR2) na amplitudy drgań skrętnych w czopie łożyska nr 6 i i środku generatora. Wyniki obliczeń dla dwóch położeń pęknięcia w kierunku obwodowym



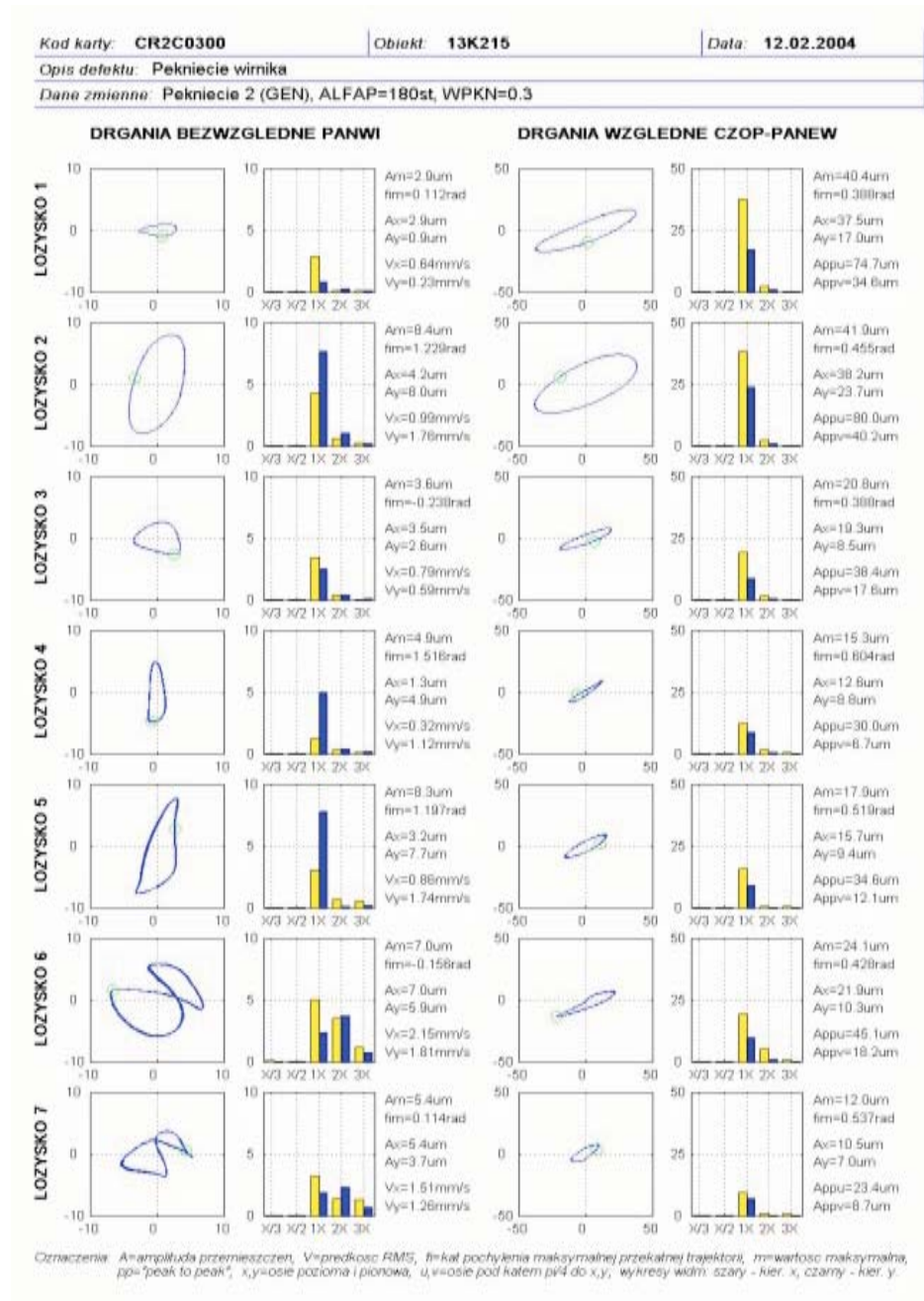
Rys. 6.32. Karta diagnostyczna obliczona dla przypadku pęknięcia 1 (CR1) o głębokości $W_p = 0,65$ i obwodowym położeniu $\alpha_p = 0$



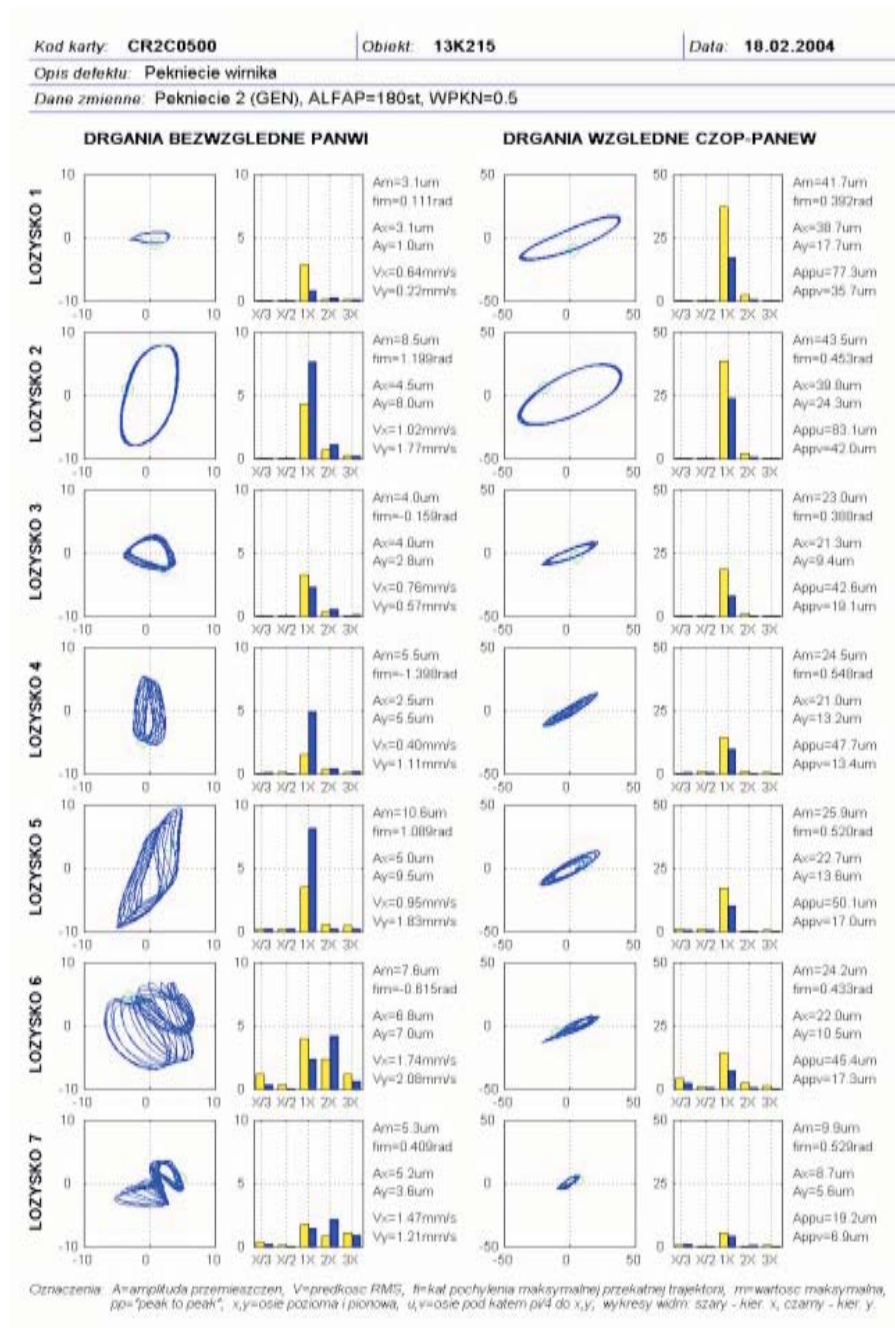
Rys. 6.33. Karta diagnostyczna obliczona dla przypadku pęknięcia 1 (CR1) o głębokości $W_p = 0,65$ i obwodowym położeniu $\alpha_p = 180$



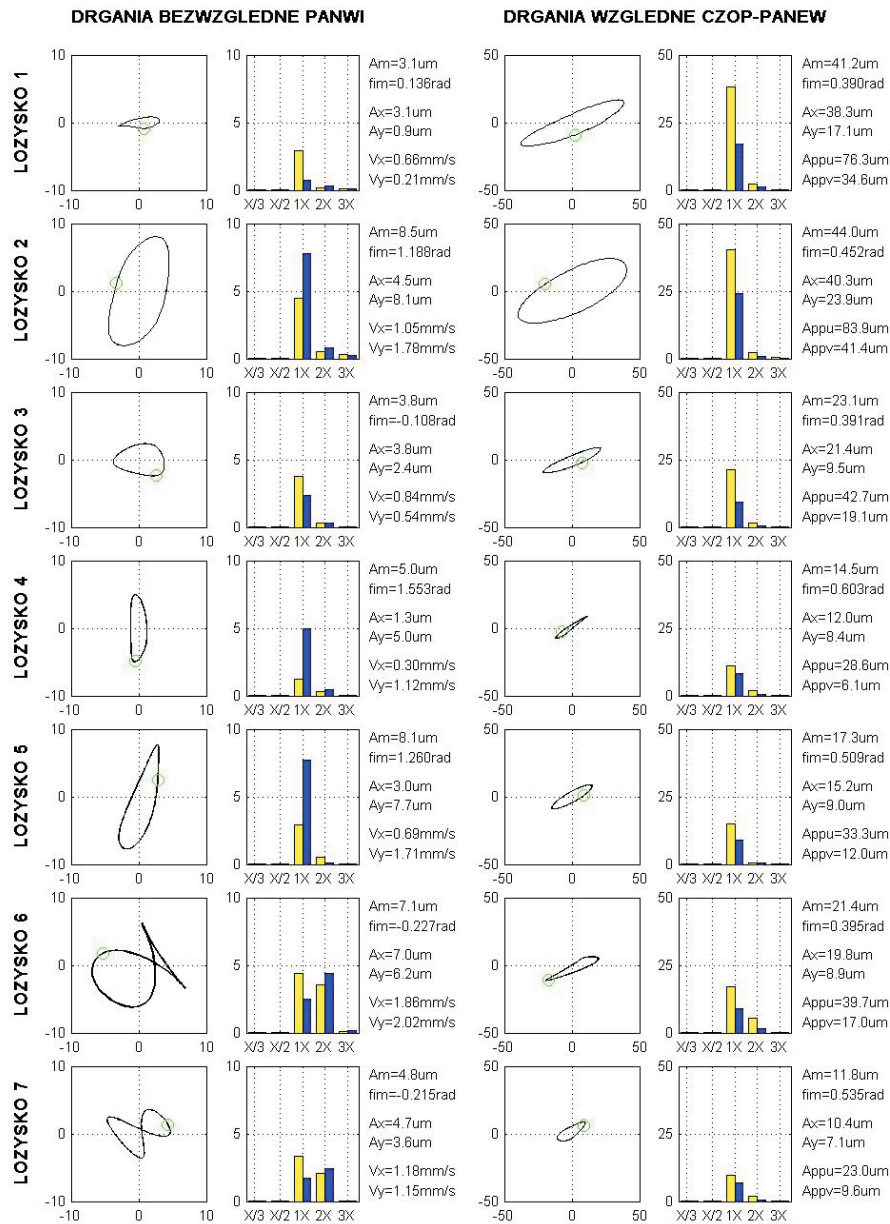
Rys. 6.34. Karta diagnostyczna obliczona dla przypadku pęknięcia 2 (CR2) o głębokości $W_p = 0,2$ i obwodowym położeniu $\alpha_p = 180$. Przypadek rezonansu wglębnego



Rys. 6.35. Karta diagnostyczna obliczona dla przypadku pęknięcia 2 (CR2) o głębokości $W_p = 0,3$ i obwodowym położeniu $\alpha_p = 180$. Po przejściu przez rezonans wglębny



Rys. 6.36. Karta diagnostyczna obliczona dla przypadku pęknięcia 2 (CR2) o głębokości $W_p = 0,5$ i obwodowym położeniu $\alpha_p = 180$. Przypadek dojścia do granicy silnej niestabilności układu



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

Rys. 6.37. Karta diagnostyczna obliczona dla przypadku referencyjnego, a więc bez pęknięć (powtórzenie rys. 3.54)

6.5.1 Widma drgań

Z rozważań przeprowadzonych w poprzednim podrozdziale wynika, że najbardziej niekorzystny przypadek stanowi pęknięcie (CR2) umiejscowione w środku generatora o obwodowym położeniu $\alpha_p = 180$. Tego rodzaju pęknięcie generuje niebezpieczny już poziom drgań oraz interesujące zjawisko określone jako rezonans wgłębny. Warto więc dla tego przypadku przeprowadzić analizę widmową w formie widm amplitudowych i fazowych. Wyniki obliczeń przedstawiają rys. 6.38 do rys. 6.41. Odnoszą się one do wału i panwi łożyska nr 6, przy czym drgania bezwzględne oznaczają tu drgania panwi, drgania względne – drgania filmu olejowego, a drgania wzdlużne i skrętnie – drgania czopa łożyska. Rysunek 6.39 przedstawia widma dla przypadku rezonansu wgłębego a rys. 6.40 widma po jego przejściu. Rysunek 6.41 to przypadek gwałtownej propagacji drgań powyżej $W_p = 0,5$ oznaczający w istocie silną niestabilność całego układu.

Warto zauważyć, że w widmie drgań dla przypadku bazowego występuje składowa typu 2X (w tym przypadku 100 Hz), mimo że w układzie nie ma pęknięć. Jest to spowodowane wymuszeniem magnetycznym w generatorze o częstotliwości właśnie 2X. Fakt ten niewątpliwie utrudnia interpretację wyników dla przypadków z obecnością pęknięć, ponieważ składowa 2X jest na ogół charakterystycznym wyróżnikiem takiego stanu (poza przypadkami, które omówiliśmy analizując trójporowowy wirnik laboratoryjny na początku tego rozdziału).

Jak widać, widma drgań amplitudowych, nawet w przypadku silnie oddziałującego na układ pęknięcia, są dość słabym wyróżnikiem diagnostycznym takiego stanu. Składowa typu 2X dla drgań poprzecznych i 1X dla drgań wzdlużnych i skrętnych jest mało zależna od głębokości pęknięcia. Bardziej wyraziste zmiany można zaobserwować w przypadku widm fazowych i widm amplitudowych dla drgań skrętnych. Dopiero znaczne wartości współczynnika W_p (powyżej 0,5 – rys. 6.41) drastycznie zmieniają sytuację. Tak duże pęknięcie spowodowało już silną niestabilność całego układu znamienną składową 1/3 X w widmie drgań. Składowa ta całkowicie zdominowała strukturę widma w przypadku drgań poprzecznych, co oznacza, że charakterystyczne symptomy właściwe dla obecności pęknięcia praktycznie zanikły.

6.5.2 Kaskady

Zjawiska dynamiczne występujące przy zmianach prędkości obrotowych maszyny również mogą nieść ze sobą informacje diagnostyczne. Szczególnie istotnymi stanami w turbozespołe energetycznym wydają się być rozruch oraz wybieg maszyny. Przyjmijmy więc, że chcemy wykonać obliczenia symulacyjne wybiegu turbozespołu dla stałego współczynnika głębokości pęknięcia $W_p = 0,3$ i różnych prędkości obrotowych wirnika z zakresu 1000÷3000 obr/min (co 20 obr/min). Przyjmijmy też pęknięcie usytuowane w środku generatora (CR2) o wartości kąta $\alpha_p = 180$, co oznacza, zgodnie z wcześniejszymi rozważaniami, przypadek najmniej korzystny.

Ponieważ w czasie wybiegu rzeczywistej maszyny generator oraz dopływ pary są wyłączone, przyjmijmy brak wymuszeń aerodynamicznych w turbinie oraz

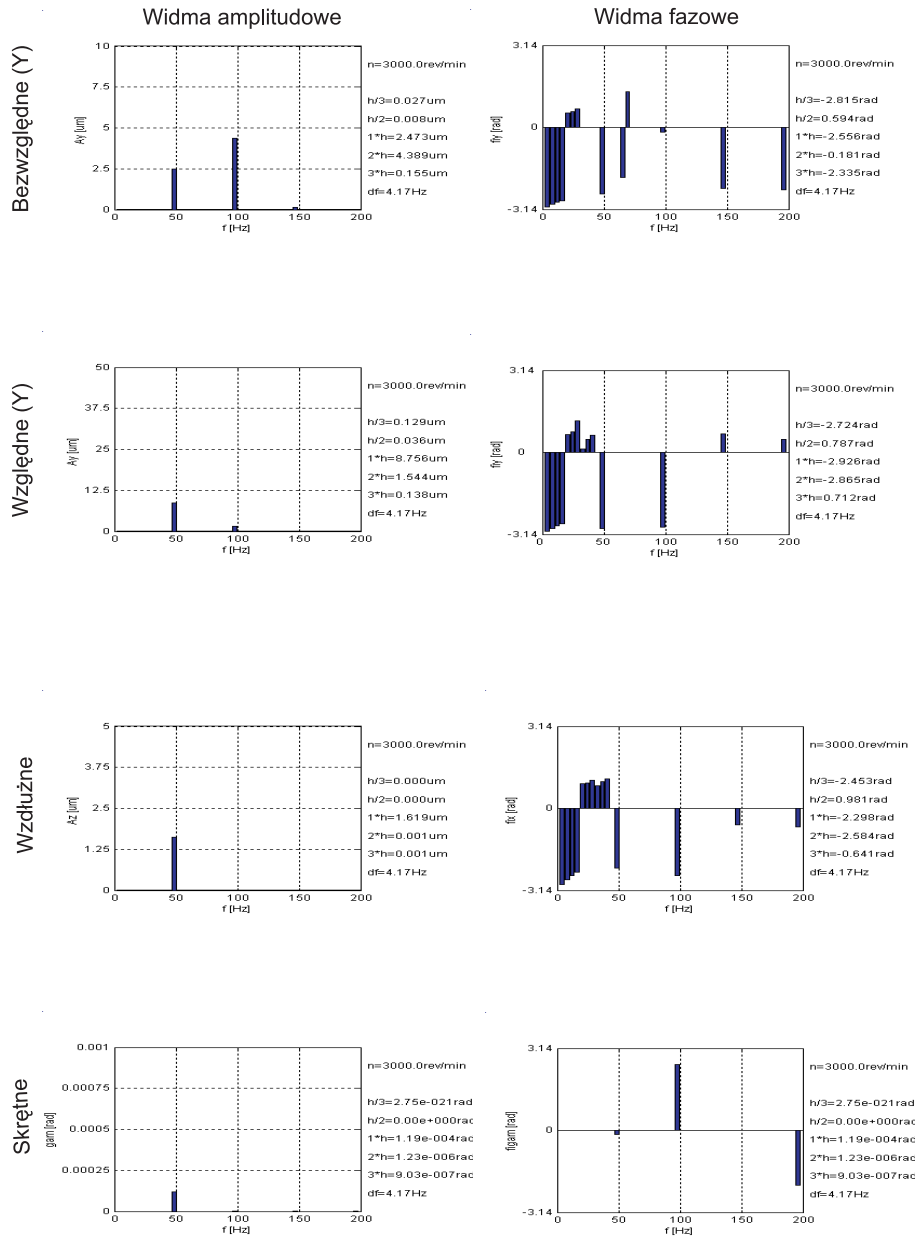
elektromagnetycznych w generatorze. Jedynym zatem wymuszeniem jest niewyważenie resztkowe wirnika. Oznacza to, że dla znamionowej prędkości obrotowej wirnika $n = 3000$ obr/min obliczone widma nie będą odpowiadać dotychczasowemu przypadkowi referencyjnemu (bazowemu). Pozostańmy jednak przy tym określeniu, rozumiejąc teraz nie tylko brak pęknięć, ale również wymuszeń aerodynamicznych i magnetycznych. Prędkość obrotowa przyjmowana do obliczeń konkretnego przypadku była stała, co jest uzasadnione stosunkowo długim okresem rozbiegu i wybiegu maszyny. W równaniach ruchu pominięty został zatem człon $d\omega/dt$.

W ten sposób otrzymano 101 przypadków. Celem automatyzacji obliczeń przeprowadzono je na 256-procesorowym klastrze znajdującym się w Centrum Informatycznym Trójmiejskiej Akademickiej Sieci Komputerowej w Gdańsku.

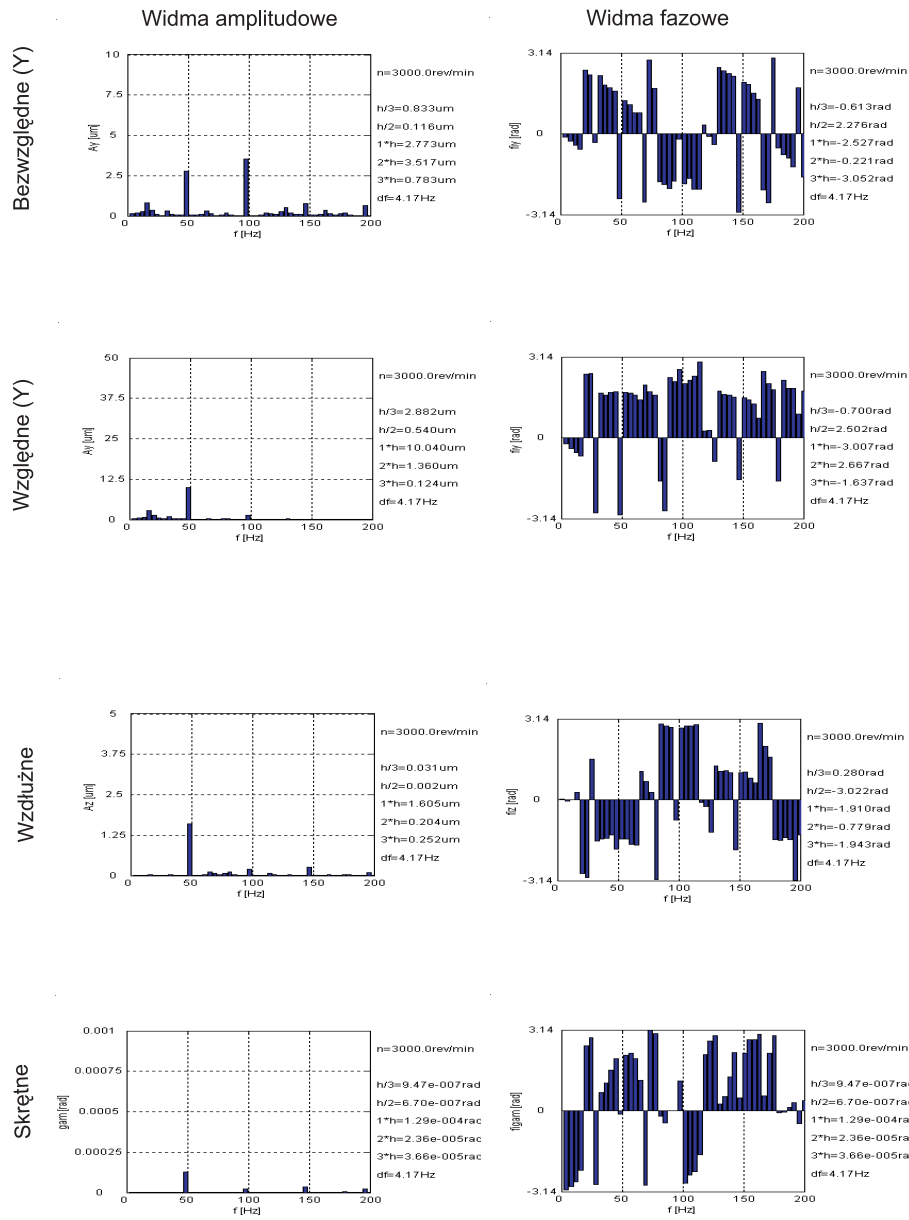
Wyniki obliczeń dynamicznych ze zmienną prędkością obrotową wygodnie jest prezentować w formie tzw. trójwymiarowych wykresów kaskadowych. Przykłady takich wykresów zamieszczamy poniżej. Są to wykresy kaskadowe obliczone dla poprzecznych drgań bezwzględnych i względnych łożyska nr 6 (rys. 6.42 i 6.43) oraz drgań wzdłużnych i skrętnych dla łożysk nr 1 i 6 (rys. 6.44).

Analizując te wykresy warto zauważyć istnienie w kaskadach w przedziale prędkości obrotowej 1800-2400 obr/min silnych linii subharmonicznych zbliżonych do $0,5 X$ i kolejne echa tych linii typu $1\frac{1}{2}X$, $2\frac{1}{2}X$ itp. Porównując te wyniki z przypadkiem referencyjnym, stwierdzamy, że są one wywołane obecnością pęknięcia o głębokości powodującej wspomniany już rezonans wgłębny. Cały układ został wprowadzony w stan przejściowej niestabilności, czego wyrazem są linie subharmoniczne w kaskadach drgań. Po raz kolejny zatem spotykamy się z sytuacją, w której trudno jest rozróżnić symptomy właściwe dla danego defektu, w tym wypadku pęknięcia (a więc np. linie typu $2X$), ponieważ defekt ten zdążył już wywołać niestabilność całego układu, a ta znamienna jest innymi symptomami (np. $0,5 X$).

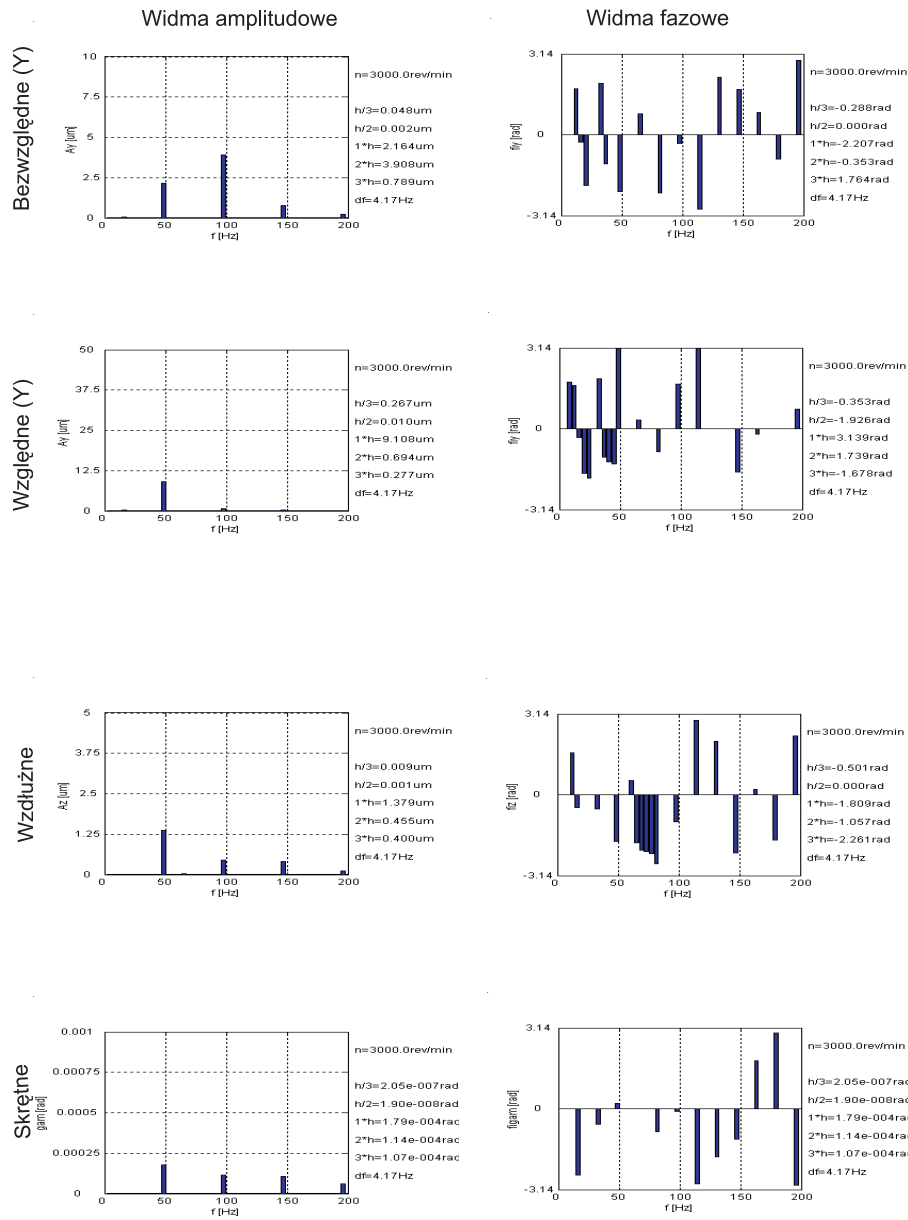
Podsumowując nasze rozważania musimy stwierdzić, że wpływ pęknięcia na stan dynamiczny dużej maszyny energetycznej jest niejednoznaczny. Zależy on istotnie nie tylko od głębokości pęknięcia, ale też od położenia pęknięcia wzdłuż linii wirników i co gorsza od jego obwodowego usytuowania względem znacznika fazy. Ponadto wpływ ten jest silnie uzależniony od wielkości ugięć kinetostatycznych wirnika w miejscu pęknięcia. W efekcie niezwykle trudno jest przewidzieć typowe symptomy właściwe dla pracy maszyny z pękniętym wirnikiem, ponieważ prawie nic nie możemy założyć *a priori*. Nie wiemy w jakim miejscu wirnika pęknięcie powstanie ani tym bardziej jak będzie ono usytuowane w stosunku do znacznika fazy w kierunku obwodowym. Obecność w układzie składowych typu $2X$ wywołanych siłami magnetycznymi w generatorze dodatkowo komplikuje sytuację. Istnienie pęknięcia w układzie, przy tak dużych masach wirujących, nie jest też w stanie wywołać dużych sprzężonych form drgań łatwiejszych do analizy. Tak więc duży obiekt energetyczny długo jeszcze będzie sprawiał kłopoty z punktu widzenia predykcji i diagnostyki tak groźnych defektów jakimi są pęknięcia wałów.



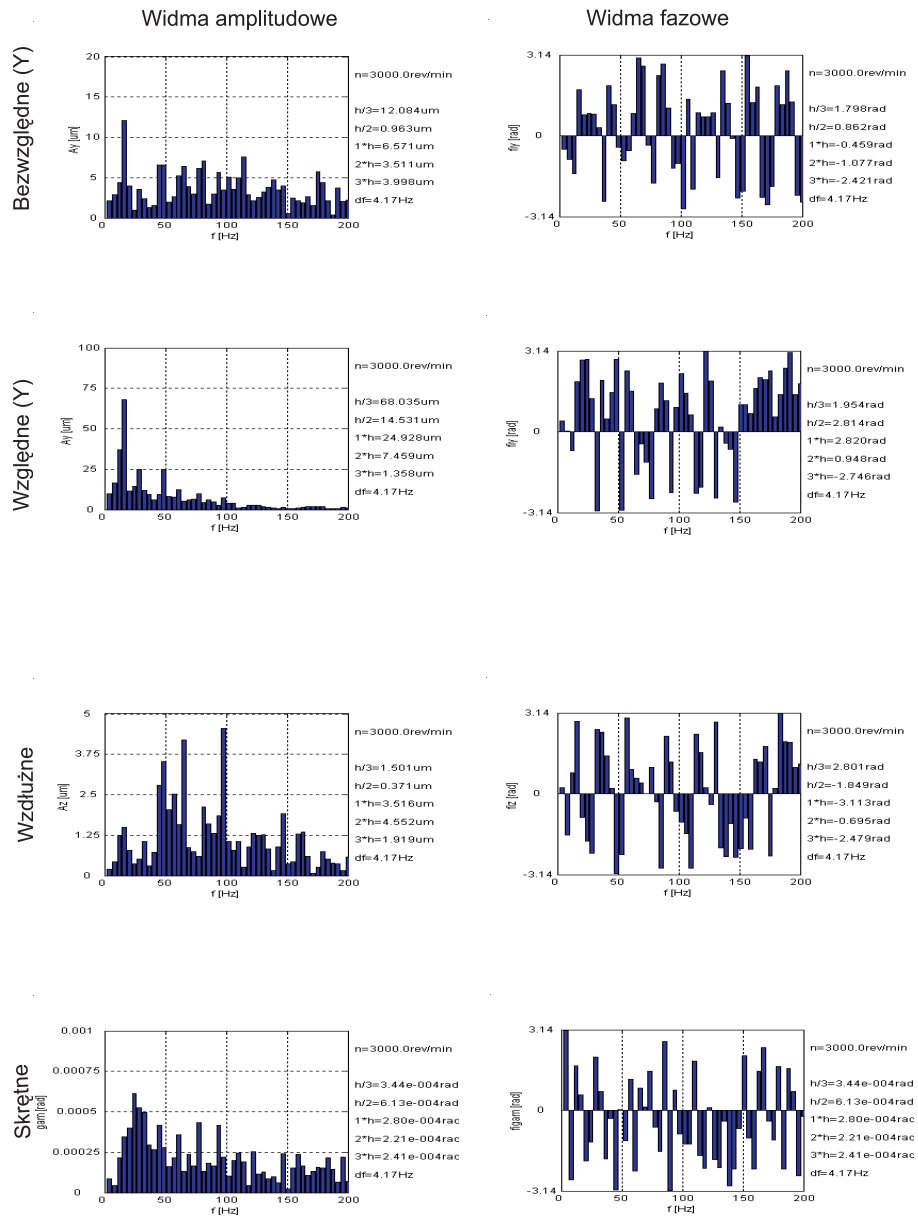
Rys. 6.38. Widma drgań obliczone dla przypadku referencyjnego (bez pęknięć) dla węzła łożyskowego nr 6 [6.26, 6.27, 6.28]



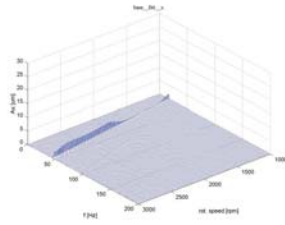
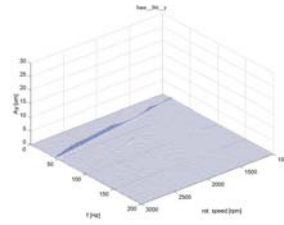
Rys. 6.39. Widma drgań – Pęknięcie 2 (CR2), $\alpha_p = 180^\circ$, $W_p = 0,2$. Węzeł łożyskowy nr 6 [6.26, 6.27, 6.28]



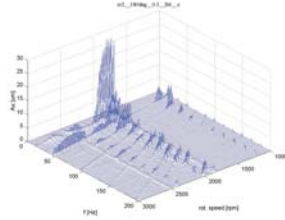
Rys. 6.40. Widma drgań – Pęknięcie 2 (CR2), $\alpha_p = 180^\circ$, $W_p = 0,35$. Węzeł łożyskowy nr 6 [6.26, 6.27, 6.28]



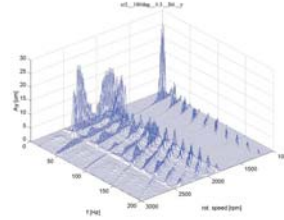
Rys. 6.41. Widma drgań – Pęknięcie 2 (CR2), $\alpha_p = 180^\circ$, $W_p = 0,65$. Węzeł łożyskowy nr 6 [6.26, 6.27, 6.28]

Przypadek referencyjny - bez pęknięcia:
składowa xPrzypadek referencyjny – bez pęknięcia:
składowa y

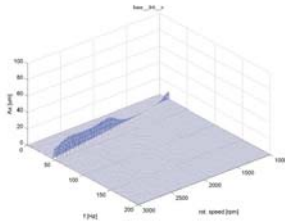
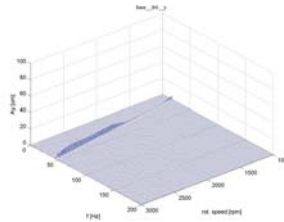
Przypadek z pęknięciem: składowa x



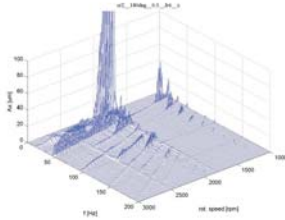
Przypadek z pęknięciem: składowa y



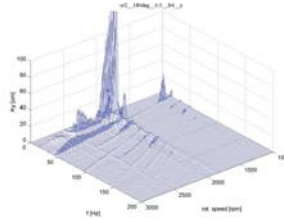
Rys. 6.42. Wykresy kaskadowe poprzecznych drgań bezwzględnych w łożysku nr 6 przy „wybiegu” maszyny (**Pęknięcie 2**, $\alpha_p = 180^\circ$, $W_p = 0,3$) [6.26, 6.27, 6.28]

Przypadek referencyjny – bez pęknięcia:
składowa xPrzypadek referencyjny – bez pęknięcia:
składowa y

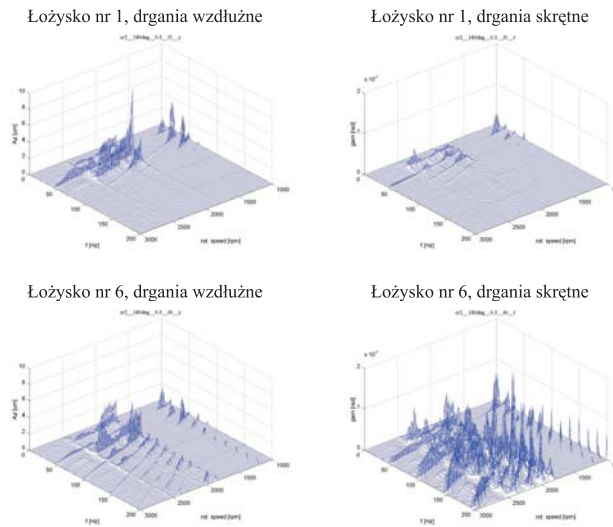
Przypadek z pęknięciem: składowa x



Przypadek z pęknięciem: składowa y



Rys. 6.43. Wykresy kaskadowe poprzecznych drgań względnych w łożysku nr 6 przy „wybiegu” maszyny (**Pęknięcie 2**, $\alpha_p = 180^\circ$, $W_p = 0,3$) [6.26, 6.27, 6.28]



Rys. 6.44. Wykresy kaskadowe poprzecznych drgań wzdłużnych i skrętnych w wybranych węzłach łożyskowych przy „wybiegu” maszyny (*Pęknięcie 2*, $\alpha_p = 180^\circ$, $W_p = 0,3$) [6.26, 6.27, 6.28]

Bibliografia do rozdziału 6

- [6.1] Dan Guo, Fu-Lei Chu, Yong-yong He: *Vibration analysis of rotor with transverse surface cracks*, Proceedings of ASME Turbo Expo 2003, June 16-19, 2003, Atlanta, USA, GT2003-38041.
- [6.2] Green Itzhak, Casey Cody: *Crack detection in rotor dynamic system by vibration monitoring*, Proc. of ASME Turbo Expo 2003, June 16-19, 2003, Atlanta, USA, GT2003-38659.
- [6.3] Santos Ilmar F., Nicoletti Rodrigo, Scalabrin A.: *Feasibility of applying active lubrication to reduce vibration in industrial compressors*, Proc. of ASME Turbo Expo 2003, June 16-19, 2003, Atlanta, USA, GT2003-38225.
- [6.4] Gomez-Mancilla J., Nosov V.R., Garcia-Illescas R.: *Detection of steady crack growth on rotating shafts*, ISCORMA-2, Gdansk, 4-8 August 2003.
- [6.5] Sawicki J. T., Bently D. E., Wu Xi, Baaklini G. Y., Friswell M. I.: *Dynamic behavior of cracked flexible rotor subjected to constant driving torque*, ISCORMA-2, Gdansk, 4-8 August 2003.
- [6.6] Bachschmid N., Tanzi, E. *Non-linear effects in cracked rotors*, IFToMM Conf., Sydney 2002.

- [6.7] Bachschmid N., Pennacchi P., Tanzi E., Verrier P., Hasnaoui F., Aabadi K.: *Crack detectability in vertical axis cooling pumps during operation*, IFToMM Conf., Sydney 2002.
- [6.8] Yang J.D., Zheng T.S., Zhang W., Yuan H.Q., Wen B.C.: *The complicated response of a simple rotor with a fatigue crack*, IFToMM Conf., Sydney 2002.
- [6.9] Garcia-Illescas R., Gomez-Mancilla J.: *Vibration analysis in the characterization of the dynamic behavior of cracked rotating shafts*, IFToMM Conf., Sydney, 2002.
- [6.10] Subbiah R., Montgomery J., Banks R.L.: *Studies on rotor cracks due to bending and torsional effects*, IFToMM Conf., Sydney, 2002.
- [6.11] Darpe A. K., Chawla A., Gupta K.: *Analysis of the response of a cracked Jeffcott rotor to axial excitation*, J. of Sound and Vibration, 2002, **249**, 429-445.
- [6.12] Papadopoulos C. A., Dimarogonas A. D.: *Coupled longitudinal and bending vibrations of a rotating shaft with an open crack*, J. of Sound and Vibration, 1987, **117**, 81-93.
- [6.13] Muszynska A., Goldman P., Bently D. E.: *Torsional/lateral vibration cross-coupled responses due to shaft anisotropy: a new tool in shaft crack detection*, ImechE, 1992, C432/090, 257-262.
- [6.14] Suh M.-W., Shim M.-B., Kim M.-Y.: *Crack identification using hybrid neuro-genetic technique*, J. of Sound and Vibration (2000) **238**(4), 617-635.
- [6.15] Nandi A., Neogy S.: *Dynamic response of cracked beams and beams with an imperfect support*, Proc. of VETOMAC-1 Conf., Bangalore, INDIA, 2000.
- [6.16] Ostachowicz W., Krawczuk M.: *Coupled torsional and bending vibrations of a rotor with an open crack*, Ingenieur-Archiv, 1992, 62, 191-201.
- [6.17] Knott J. F., *Fundamentals of Fracture Mechanics*, Butterworths, London, 1973.
- [6.18] Kiciński J., Drozdowski R., Materny P.: *The nonlinear analysis of the effect of support construction properties on the dynamic properties of multi-support rotor systems*, J. of Sound & Vibration (1997) **206**(4), 523-539.
- [6.19] Kiciński J., Drozdowski R., Materny P.: *Nonlinear model of vibrations in a rotor – bearings system*, J. of Vibration & Control, Vol. 4, n. 5, 1998, 519-540.
- [6.20] Kiciński J., Markiewicz-Kicińska A.: *Coupled nonlinear vibrations in multi-support rotors founded on slide bearing*, Proc. of VETOMAC-1 Conf., Bangalore, INDIA, 2000, pos. CP 047.

- [6.21] Kiciński J., Cholewa W.: *Diagnostic system DT200-1 for large power (200 MW) turbosets*, 1998, IFFM Proc., Gdansk, Poland.
- [6.22] Walczyk Z., Kiciński J.: *Dynamics of Turbosets*, Technical University of Gdansk Publishers, Gdansk, 2001, (in Polish).
- [6.23] Kiciński J., *Theory and Investigations of Hydrodynamic J. Bearings*, Ossolineum Publishers, Wrocław-Warszawa-Kraków, 1994, (in Polish).
- [6.24] Kiciński J., *Coupled Non-Linear Vibrations in 200 MW Turbosets*, IFToMM Sixth Inter. Conf. on Rotor Dynamics Proc., Vol. 1/2002, 520-530.
- [6.25] Kiciński J., Markiewicz-Kicińska A.: *Coupled Non-Linear Vibrations in Multi-Supported Rotors Founded on Slide Bearings*, Advances in Vibration Engineering, Vol. 1, No 2, The Scientific J. of the Vibration Institute of India, 141-152.
- [6.26] *Modelowanie i diagnostyka oddziaływań mechanicznych, aerodynamicznych i magnetycznych w turbozespolach energetycznych*, praca zbiorowa pod redakcją Jana Kicińskiego, PAN Wydział IV Nauk Technicznych, Wydawnictwa IMP PAN, Gdańsk 2005, str. 1326.
- [6.27] Banaszek S.: *Drgania węzłów łożyskowych dużej maszyny wirnikowej z pękniętym wirnikiem*, Tribologia, nr 4/2004 (196), 15÷23.
- [6.28] Banaszek S.: *Obliczenia pęknięć wirnika turbozespolu 13K215*, oprac. IMP PAN, Gdańsk, 2004.