

SYMPTOMY DIAGNOSTYCZNE DEFEKTÓW KONSTRUKCJI PODPIERAJĄCEJ WIRNIK

Grzegorz ŻYWICA

Instytut Maszyn Przepływowych im. R. Szewalskiego PAN
80-952 Gdańsk, ul. Fiszerka 14, tel. (58) 346-08-81, zywica@imp.gda.pl

Streszczenie

Prezentowany artykuł dotyczy analizy defektów konstrukcji podpierającej wirnik. Obiektem badań było wielkogabarytowe Stanowisko Badawcze Dynamiki Wirników i Łożysk. Podczas badań wykorzystany został zweryfikowany, numeryczny model badanej maszyny wirnikowej. Analizie poddano kilka wybranych klas defektów, które mogłyby się pojawić podczas normalnej eksploatacji maszyny. W ramach badań przeprowadzono obszerne obliczenia symulacyjne, które pozwoliły na sformułowanie wniosków na temat wpływu poszczególnych defektów na warunki pracy maszyny wirnikowej. Udowodniono również, że niektóre z analizowanych defektów mogą mieć istotny wpływ na drgania wirnika.

Słowa kluczowe: maszyny wirnikowe, dynamika wirników, analiza defektów.

THE DIAGNOSTIC SYMPTOMS OF DEFECTS IN THE ROTOR SUPPORTING STRUCTURE

Summary

In the presented article the author's attention was focused most of all on analysis of supporting structure defects. The object of investigation was the large-dimension Rotor Dynamics and Bearing Research Rig. During the examination the verified numerical model of the rotating machine was used. A few classes of defects, which could appear in operation process, were considered. In scope of investigation the extensive numerical calculation were performed. It allowed to assess the influence of some defects on dynamic characteristics of the rotor machine. It has been proven in the article that some defects of supporting structure might have significant influence on the rotor vibrations.

Keywords, rotating machines, rotor dynamics, defects analysis.

1. WPROWADZENIE

Analiza własności dynamicznych typowych maszyn wirnikowych sprowadza się najczęściej do analizy układu typu wirnik-łożyska-konstrukcja podpierająca [1-4]. Z uwagi na trudne do teoretycznego opisanie własności, każdy z podstawowych podukładów maszyny wirnikowej może stanowić odrębny problem. W praktyce zdarza się również, że w przypadku takich maszyn wirnikowych jak turbiny energetyczne, każdym z tych podukładów zajmują się odrębne zespoły badawcze [1]. Ponieważ pomiędzy poszczególnymi podukładami występują sprzężenia, ostateczny opis teoretyczny takiej maszyny powinien być spójny.

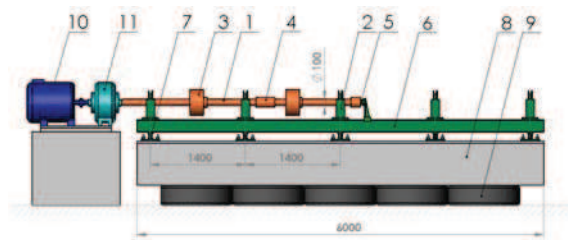
Różnej klasy defekty maszyn wirnikowych są częstym tematem prac badaczy zajmujących się konstrukcją, eksploatacją oraz diagnostyką takich obiektów. W literaturze krajowej jak i światowej odnaleźć można szereg prac poświęconych defektom elementów takich jak: wirnik i jego łopatki, sprzęgła, łożyska czy przekładnie. Znacznie mniej uwagi poświęca się częściom konstrukcji podpierającej wirnik. Pomimo, że w bezpośredni

sposób nie biorą one udziału w ruchu roboczym maszyny, to są niezbędne do jej prawidłowego działania. Jak wynika z badań przeprowadzonych dla turbin parowych, defekty układu podpierającego wirnik stanowią dość poważny i częsty problem [5, 6]. W przypadku niektórych maszyn defekty tego typu są przyczyną ok. 10% niesprawności. W związku z powyższym należy stwierdzić, że defekty konstrukcji podpierającej również wymagają wnikliwej i wszechstronnej analizy, co może przyczynić się do lepszej oceny stanu technicznego maszyn wirnikowych, a tym samym w przyszłości pozwoli uniknąć wielu awarii.

W ostatnich latach w diagnostyce niektórych maszyn (szczególnie maszyn krytycznych), coraz częściej wykorzystuje się diagnostykę według modelu [1, 2, 7, 8]. Prezentowany w dalszej części artykułu model numeryczny maszyny wirnikowej pozwala na uzyskanie symptomów różnej klasy defektów. W podobny sposób można przeprowadzić badania dla praktycznie dowolnej maszyny wirnikowej, co pozwoli na stworzenie zbioru relacji diagnostycznych, będących podstawą funkcjonowania współczesnych systemów diagnostycznych.

2. CHARAKTERYSTYKA OBIEKTU BADAŃ

Obiektem badań było Stanowisko Badawcze Dynamiki Wirników i Łożysk, znajdujące się w Laboratorium Instytutu Maszyn Przepływowych PAN w Gdańsku. Stanowisko jest doskonałym przykładem klasycznej maszyny wirnikowej. Jej częścią roboczą stanowi łożyskowy ślizgowo trójpodporowy wirnik osadzony w stalowej ramie, która jest przymocowana do żelbetonowego bloku fundamentowego spoczywającego na wibroizolatorach pneumatycznych. Ogólny schemat stanowiska wraz z wymiarami gabarytowymi przedstawiono na rysunku 1.



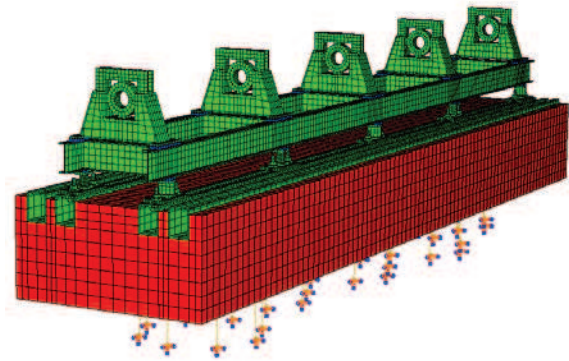
Rys. 1. Schemat Stanowiska Badawczego Dynamiki Wirników i Łożysk (1-wirnik, 2-stojak łożyskowy, 3-dysk, 4-sprzęgło, 5-łożysko oporowe, 6-rama, 7-wspornik, 8-blok fundamentowy, 9-wirboizolatory, 10-silnik, 11-przekładnia zębata)

Prezentowane na powyższym rysunku stanowisko było obiektem wielu badań eksperymentalnych, dzięki czemu jest ono dobrze rozpoznana konstrukcją [1, 2, 9]. Służyło między innymi do weryfikacji opracowanej w IMP PAN, unikalnej w skali kraju serii programów komputerowych MESWIR, przeznaczonych do analizy stanu dynamicznego maszyn wirnikowych w zakresie liniowym i nieliniowym. W odniesieniu do omawianego stanowiska przeprowadzone zostały również testy modalne. Wyniki przeprowadzonych wcześniej badań laboratoryjnych mogły być wykorzystane przy opracowywaniu wiarygodnego modelu maszyny wirnikowej.

3. MODEL MASZyny WIRNIKOWEJ

W celu przeprowadzenia badań symulacyjnych opracowano model numeryczny badanej maszyny wirnikowej. Do analizy konstrukcji podpierającej wirnik wykorzystano komercyjny system Metody Elementów Skończonych ABAQUS [10]. Szczegółowe omówienie procesu modelowania oraz weryfikacji modelu było już tematem wcześniejszych publikacji [11, 12], w związku z czym zagadnienia te nie będą w tym miejscu omawiane. Należy jednak wspomnieć, że jest to model liniowy, składający się z blisko 400 tys. stopni swobody (rys. 2.). Dzięki eksperymentalnej weryfikacji modelu uzyskano dużą zgodność symulacyjnych i eksperymentalnych charakterystyk

dynamicznych podpór łożyskowych [11-13]. Model konstrukcji podpierającej został również zweryfikowany w zakresie postaci i częstości drgań własnych.



Rys. 2. Model MES konstrukcji podpierającej wirnik

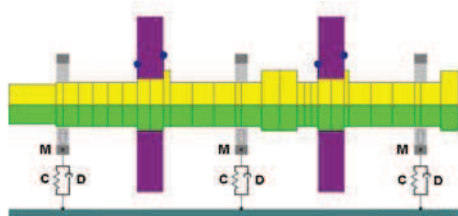
W celu zbadania wpływu wybranych klas defektów konstrukcji podpierającej na stan dynamiczny wirnika, do modelu przedstawionego na powyższym rysunku zostały wprowadzone odpowiednie modyfikacje. W tym miejscu należy podkreślić, że defekty były wprowadzane do wcześniej zidentyfikowanego modelu, gdyż tylko taki model może być wiarygodnym źródłem informacji. Podczas prowadzonych badań rozważano następujące klasy defektów:

- pęknięcie podpory łożyskowej,
- defekty śrub łączących ramę z blokiem fundamentowym (poluzowanie i pęknięcie śrub),
- spadek sztywności wibroizolatorów,
- spadek sztywności gruntu, na którym posadowiona była maszyna wirnikowa.

Dla każdej z wymienionych klas defektów analizowano kilka wariantów, w których zmianie ulegały parametry definiujące dany defekt. W przypadku pęknięć była to głębokość oraz lokalizacja uszkodzenia. Przy analizie defektów związanych ze spadkiem sztywności poszczególnych podzespołów stanowiska, zmieniane były wartości definiujące sztywność tych elementów dla modelu bazowego.

Ponieważ podstawowym celem prowadzonych prac było zbadanie wpływu defektów konstrukcji podpierającej na stan dynamiczny całej maszyny wirnikowej, konieczne było przeprowadzenie obliczeń uwzględniających wszystkie najważniejsze podukłady. W tym celu, na podstawie przebiegów zespolonych podatności dynamicznych podpór łożyskowych wyznaczone zostały macierze sztywności, tłumienia oraz mas związanych definiujące własności dynamiczne całego układu podpierającego. Zostały one wyznaczone w oparciu o zmodyfikowaną metodę dwupunktową dla wielu częstości wzbudzenia [13]. W wyniku takiej transformacji uzyskano wielkości, które mogły być wprowadzone do programów służących do obliczeń dynamiki wirnika i łożysk ślizgowych.

Analizę wirnika wraz z łożyskami ślizgowymi przeprowadzono przy wykorzystaniu programów serii MESWIR [1, 2]. W zakresie obliczeń kinostatycznych wykorzystano program KINWIR-60 bazujący na diatermicznym modelu łożysk ślizgowych. Do przeprowadzenia nieliniowych obliczeń dynamicznych został zastosowany program NLDW-80. Model dyskretny wirnika, opracowany dla programu NLDW-80 został przedstawiony na rysunku 3.



Rys. 3. Model numeryczny wirnika laboratoryjnego

Prezentowany model odpowiadał wirnikowi o średnicy 0,1 m i długości 3,4 m, który składał się z dwóch wałów połączonych sprzęgłem. Na rzeczywistym wirniku osadzone były dwa dyski o masie 185 kg, na których przymocowane były obciążniki wprowadzające niewyważenie. Masy obciążników dobrano tak, aby odpowiadały one odchyleniom głównych osi bezwładności dysków o 15 μm oraz dodatkowo obrócono je względem siebie o 180°. Wirnik spoczywał w trzech łożyskach ślizgowych z luzem kołowo-cylindrycznym i dwiema kieszeniami smarnymi.

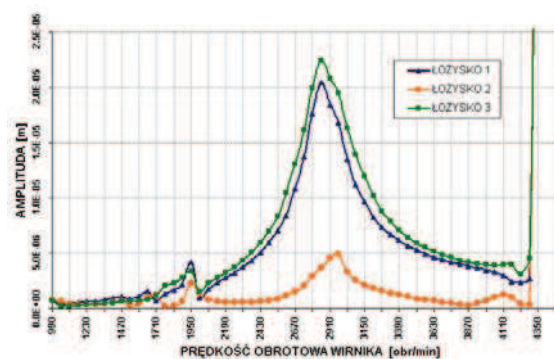
Integracja trójwymiarowego modelu konstrukcji podpierającej z belkowym modelem linii wirników i łożysk ślizgowych odbywała się poprzez współczynniki sztywności i tłumienia w programie KINWIR-60 i dodatkowo współczynniki mas związanych w programie NLDW-80. Zastosowana zmodyfikowana metoda transformacji charakterystyk dynamicznych podpór łożyskowych do rzeczywistych macierzy współczynników sztywności, tłumienia i mas pozwalała na uwzględnienie nawet subtelnych zmian wywołanych pojawieniem się wcześniej omówionych defektów konstrukcji podpierającej. Dzięki zastosowaniu takiego podejścia możliwa była spójna analiza badanego układu i ocena wpływu rozpatrywanych uszkodzeń na własności dynamiczne analizowanej maszyny wirnikowej.

4. WYNIKI OBLICZEŃ

W celu rozpoznania symptomów poszczególnych klas defektów konstrukcji podpierającej wirnik konieczne było przeprowadzenie serii obliczeń numerycznych, podczas których do modelu bazowego wprowadzono modyfikacje odpowiadające poszczególnym uszkodzeniom. W pierwszym kroku wykonano obliczenia samej konstrukcji podpierającej a następnie, uzyskane

charakterystyki dynamiczne podpór stanowiły punkt wyjścia do obliczeń linii wirników i łożysk.

Na rysunku 4 przedstawiono przebiegi trajektorii drgań względnych czop-panew uzyskane dla modelu maszyny wirnikowej bez defektów (przypadek bazowy). Jest to charakterystyka typowa dla łożyskowanego ślizgowo wirnika. Można na niej wyróżnić obszar stabilnej pracy wirnika z wyraźnym rezonansem występującym przy prędkości ok. 2900 obr/min oraz granicę stabilności układu występującą przy prędkości zbliżonej do 4200 obr/min. Po przekroczeniu tej prędkości pojawiały się wiry olejowe, które następnie przechodziły gwałtownie w bicie olejowe. Znacznie mniejsze amplitudy drgań względnych czop-panew dla drugiego łożyska wynikają z tego, że było ono najbardziej dociążonym, środkowym łożyskiem wirnika. Przedstawiona poniżej charakterystyka stanowiła odniesienie dla przebiegów amplitud drgań czop-panew uzyskanych dla modeli analizowanej maszyny z wprowadzonymi defektami.

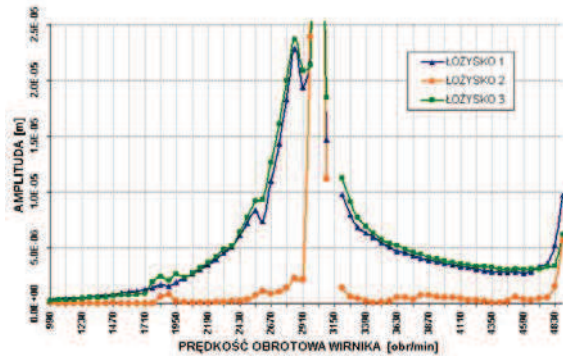


Rys. 4. Przebiegi amplitudy drgań względnych czop-panew dla modelu bez defektów konstrukcji podpierającej

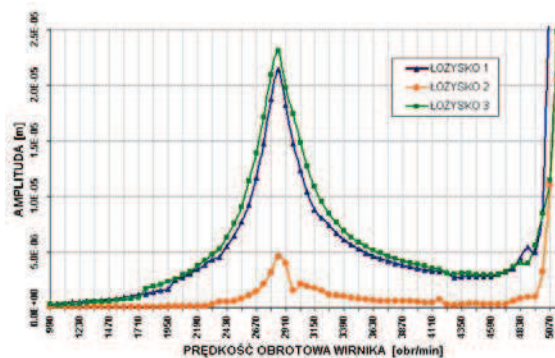
Ze względu na ograniczenia wydawnicze, w tym miejscu nie zostaną przedstawione wszystkie wyniki obliczeń uzyskane przy realizacji niniejszej pracy. Wymagałoby to bowiem prezentacji kilkudziesięciu podobnych charakterystyk dla kilku wariantów każdej z rozważanych klas defektów. Wobec powyższego w dalszej części artykułu zostały przedstawione tylko wybrane przebiegi, otrzymane dla tych defektów, które wywoływały największe zmiany własności dynamicznych układu.

Na rysunku 5 zamieszczono wyniki uzyskane dla modelu, w którym wprowadzono defekt w postaci całkowitego pęknięcia wspornika (patrz rys. 1), znajdującego się z jednej strony drugiej podpory łożyskowej. Wprowadzone uszkodzenie znacznie wpłynęło na przebiegi amplitudy drgań czop-panew i to nie tylko w drugim łożysku (w obrębie którego wystąpił defekt) ale również w pozostałych dwóch łożyskach. W porównaniu z modelem bazowym, największe różnice dotyczyły tu pojawienia się wyraźnego rezonansu przy prędkości wynoszącej ok. 3000 obr/min oraz przesunięcia granicy stabilności układu w kierunku wyższych prędkości obrotowych.

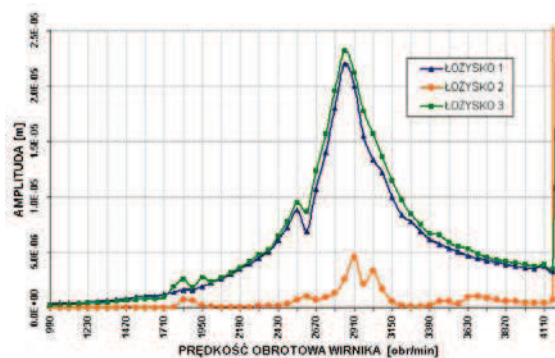
Po analizie trajektorii drgań wirnika przy prędkości ok. 3000 obr/min okazało się, że zmiana własności dynamicznych konstrukcji podpierającej spowodowała w tym przypadku pojawienie się bicia olejowego już przy tak niskich prędkościach obrotowych.



Rys. 5. Przebiegi amplitudy drgań względnych czop-panew dla modelu z defektem w postaci pęknięcia wspornika



Rys. 6. Przebiegi amplitudy drgań względnych czop-panew dla modelu z defektem w postaci pęknięcia śruby mocującej ramę do bloku fundamentowego



Rys. 7. Przebiegi amplitudy drgań względnych czop-panew dla modelu z defektem w postaci poluzowania śruby mocującej ramę do bloku fundamentowego

Oprócz omówionego przypadku z całkowitym pęknięciem wspornika ramy, analizowano również inne, tej klasy uszkodzenia [14]. Było to: pęknięcie zlokalizowane w obszarze górnego mocowania

panwi do stojaka łożyskowego, pęknięcie połączenia stojaka łożyskowego z ramą stalową, częściowe pęknięcie wspornika ramy oraz pęknięcie zlokalizowane w obszarze połączenia dwóch elementów płytowych wchodzących w skład stojaka łożyskowego. Większość z wymienionych defektów była również przyczyną zmiany przebiegów amplitudy drgań względnych czop-panew, jednak zmiany te nie były tak wyraźne jak na rysunku 5 i nie pojawiało się bicie olejowe przy stosunkowo niskich prędkościach wirnika.

Na kolejnym rysunku (rys. 6) przedstawiono wyniki obliczeń dynamiki wirnika w przypadku defektu w postaci pęknięcia śruby mocującej ramę stanowiska do bloku fundamentowego. Uszkodzenie zamodelowano w jednej ze śrub zlokalizowanych w pobliżu drugiego stojaka łożyskowego. Największą zmianą w odniesieniu do charakterystyki modelu bazowego było znaczne przesunięcie granicy stabilności układu w kierunku wyższych prędkości obrotowych. Wirry olejowe w tym przypadku pojawiły się dopiero przy prędkości wynoszącej około 4500 obr/min, po czym następował ich powolny rozwój aż do momentu przejścia w wyraźne bicie olejowe przy prędkości zbliżonej do 5000 obr/min. Całkowita utrata stabilności układu nastąpiła więc przy prędkości wyższej o blisko 800 obr/min. Jest to zjawisko dość zaskakujące, gdyż jak się okazało wystąpienie defektu poprawiło warunki pracy układu. Dotyczy to oczywiście tylko wybranego zakresu wyższych prędkości obrotowych. Poza uszkodzeniem jednej śruby łączącej ramę z blokiem stanowiska badawczego, obliczenia przeprowadzono również przy założeniu, że uszkodzeniu uległy dwie sąsiednie śruby. W praktyce przypadek taki występuje dość często, gdyż osłabienie jednego połączenia skutkuje zwiększeniem obciążenia sąsiednich, co prowadzi do ich szybszego uszkodzenia. Dla takiego przypadku uzyskano rezultaty podobne do przedstawionych na rys. 6, z tym że amplitudy drgań w przedziale od obszaru rezonansu do granicy stabilności nieznacznie wzrosły.

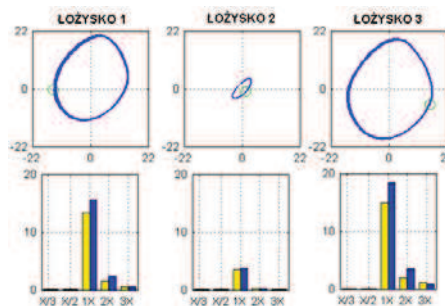
Następnym z rozważanych defektów połączeń śrubowych było poluzowanie się dwóch sąsiednich połączeń, zlokalizowanych tak jak poprzednio w obrębie drugiej podpory łożyskowej. Ten defekt w odróżnieniu od pęknięcia śrub sprawił, że analizowany układ utracił stabilność już przy prędkości zbliżonej do 4200 obr/min (rys. 7). Zjawisko bicia olejowego pojawiło się w tym przypadku bardzo gwałtownie, praktycznie bez wyraźnego obszaru występowania wirów olejowych. Charakterystyczne dla omawianego defektu było również ukształtowanie się dwóch wyodrębnionych maksimów na krzywej przedstawiającej amplitudy drgań czop-panew w obszarze rezonansowym dla drugiego łożyska. Fakt ten można wyjaśnić znacznym spadkiem sztywności drugiej podpory łożyskowej, co było spowodowane poluzowaniem połączenia śrubowego. Tym samym nastąpiło

zwiększenie anizotropowości własności dynamicznych podparcia łożyska. Drugim rozważanym wariantem omawianej klasy defektu było poluzowanie jednej śruby. Defekt ten nie miał jednak znacznego wpływu na warunki pracy wirnika, a uzyskane wyniki były zbliżone do uzyskanych dla modelu bez defektu.

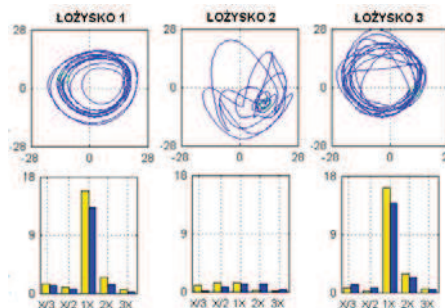
Oprócz omówionych trzech klas defektów, podczas przeprowadzonych badań zajmowano się również dużą grupą imperfekcji związanych ze spadkiem sztywności elementów konstrukcji podpierającej, na których posadowiona była cała maszyna. Tak, jak już nadmieniono w poprzednim punkcie artykułu defekty te dotyczyły spadku sztywności wibroizolatorów pneumatycznych oraz gruntu, na którym spoczywało stanowisko badawcze. W odniesieniu do każdego z tych przypadków przeanalizowano kilka wariantów, odpowiadających różnej skali uszkodzenia. Zaczynając od niewielkich zmian sztywności wibroizolatorów, badania były prowadzone aż do momentu, w którym wartość tego parametru spadła o połowę. W odniesieniu do spadku sztywności gruntu, nieskończenie sztywne utwierdzenie elementów modelujących wibroizolatory pneumatyczne zastąpiono elementami sprężystymi o różnych własnościach. Wyniki obliczeń przeprowadzonych w odniesieniu do samej konstrukcji podpierającej wykazały, że tego rodzaju defekty spowodowały zmiany charakterystyk dynamicznych konstrukcji podpierającej wyłącznie w zakresie niskich częstotliwości wymuszenia. W tym zakresie doszło do niewielkich zmian częstotliwości występowania rezonansów, jak i odpowiadających im wartości modułu zespolonej podatności dynamicznej. Wynika to z faktu, że spadek sztywności wibroizolatorów oraz gruntu spowodował zmiany modelu modalnego układu w zakresie niskoczęstotliwościowych form drgań, odpowiadających oscylacjom całej konstrukcji jako bryły sztywnej. Część charakterystyk właściwa dla wyższych częstotliwości (powyżej kilkunastu Hz) pozostała praktycznie niezmienną. Zgodnie z powyższym, obliczenia dynamiki wirnika w interesującym nas zakresie prędkości obrotowych (od 990 obr/min) wykazały, że w przypadku spadku sztywności elementów na których posadowiona była maszyna wirnikowa, nie doszło do żadnych istotnych zmian. Amplitudy drgań względnych czopów łożyskowych we wszystkich trzech łożyskach pozostały praktycznie niezmienną w stosunku do modelu bez defektów. Defekty tego typu prawdopodobnie nie wpłynęłyby więc na własności dynamiczne badanej maszyny wirnikowej podczas jej normalnej pracy przy prędkościach rzędu kilku tysięcy obr/min. Mogłyby mieć jednak niebagatelny wpływ na charakterystyki układu podczas rozbiegu i wybiegu maszyny.

Ponieważ znaczna część stosowanych w przemyśle maszyn wirnikowych (np. turbozespołów energetycznych) pracuje przy stałej prędkości obrotowej, należy przyrzeć się również

jaki wpływ miałyby omówione wcześniej defekty na warunki pracy maszyny pracującej ze stałą prędkością wirnika. W tym przypadku porównano trajektorie drgań względnych oraz bezwzględnych czopów łożyskowych, co znacznie ułatwiło interpretację uzyskanych wyników. Przyjęta prędkość obrotowa wynosiła 2970 obr/min i była zbliżona do nominalnej prędkości obrotowej maszyn wirnikowych pracujących w energetyce krajowej. Ze względu na ograniczone rozmiary artykułu, poniżej zostały przedstawione tylko wybrane wyniki obliczeń.



Rys. 8. Trajektorie drgań czop-panew dla modelu bez defektów przy prędkości obrotowej równej 2970 obr/min (wartości na rysunku podano w μm)



Rys. 9. Trajektorie drgań czop-panew dla modelu z defektem w postaci pęknięcia wspornika przy prędkości obrotowej równej 2970 obr/min (wartości na rysunku podano w μm)

Na rysunku 8 przedstawiono trajektorie drgań względnych czop-panew dla modelu bazowego. Na kolejnym rysunku (rys. 9) zaprezentowano trajektorie drgań tych samych elementów układu, przy takiej samej prędkości obrotowej wirnika, po wprowadzeniu defektu w postaci pęknięcia wspornika ramy. Należy zauważyć, że pomimo wprowadzenia defektu w obszarze jednej podpory łożyskowej, odnotowano zmiany trajektorii drgań we wszystkich węzłach łożyskowych. We wszystkich łożyskach wzrosły amplitudy drgań a trajektorie przyjęły nieregularny kształt, co świadczyło o zakłóceniu stabilnej pracy układu. W przypadku pozostałych klas defektów również odnotowano zmiany trajektorii drgań, jednak nie były one tak znaczne jak na rysunku 9.

5. PODSUMOWANIE

Nawiązując do tematu artykułu, należy stwierdzić, że w przypadku analizowanej maszyny wirnikowej istotne zmiany charakterystyk uzyskano wyłącznie w odniesieniu do rozległych defektów konstrukcji podpierającej. Zmiany te z pewnością mogłyby być wykorzystane jako symptomy pojawienia się określonych defektów. Dotyczy to zwłaszcza przypadku, w którym mieliśmy do czynienia z całkowitym uszkodzeniem wspornika, na którym opierała się rama stanowiska badawczego. Dla tego defektu mieliśmy do czynienia ze znacznymi zmianami przebiegów amplitudy drgań względnych czop-panew oraz kształtu trajektorii drgań. Odnosnie pozostałych klas defektów, poziom zmian analizowanych parametrów zależał przede wszystkim od skali uszkodzenia.

Aby parametry sygnałów, które są mierzone podczas pracy maszyny mogły stanowić symptom pojawienia się określonego defektu, muszą być one czułe oraz stabilne. Dodatkowy problem w przypadku maszyn wirnikowych stanowi niejednoznaczność sygnałów diagnostycznych. Zmiany amplitudy oraz kształtu trajektorii drgań elementów wirnika mogą być spowodowane przez uszkodzenia różnych elementów maszyny wirnikowej (np. łożysk). W tego typu maszynach istnieje jednak możliwość jednoczesnego pomiaru drgań w różnych miejscach, co w przypadku defektów konstrukcji podpierającej mogłoby znacznie ułatwić interpretację wyników. Defekty takie jak pęknięcia prawie zawsze powodują lokalne spadki sztywności dynamicznej, a tym samym wzrost amplitudy drgań przy określonych częstotliwościach wymuszenia układu.

Podobne do prezentowanych badań można przeprowadzić w odniesieniu do dowolnej maszyny wirnikowej. W każdym z takich przypadków zbiór rozważanych defektów należy ograniczyć do tych najczęściej występujących podczas eksploatacji oraz typowych dla danej konstrukcji. Konieczna jest również klasyfikacja zmian mierzonych sygnałów jako symptomów określonych defektów. Może to w istotny sposób przyczynić się do prawidłowego określania stanu obiektu technicznego, a tym samym uniknąć wielu drastycznych w skutkach awarii.

LITERATURA

- [1] Kiciński J. (Red.), i in. *Modelowanie i diagnostyka oddziaływań mechanicznych, aerodynamicznych i magnetycznych w turbozespołach energetycznych*. Wydawnictwo IMP PAN, Gdańsk 2005
- [2] Kiciński J., *Rotor Dynamics*. IFFM Publishers, Gdańsk 2006
- [3] Cavalca K. L., et al., *An Investigation of the Influence of the Supporting Structure on the Dynamic of the Rotor System*. Mechanical Systems and Signal Processing, Vol. 19, p. 157-174, 2005

- [4] Feng N.S, et al., *Difficulties in Predicting Vibrations in Turbomachinery with Hydrodynamic Bearings*. ISMA International Conference on Noise and Vibration Engineering, Leuven (Belgium), p. 3621-3630, 2006
- [5] Orłowski Z., *Diagnostyka w życiu turbin parowych*. WNT, Warszawa 2001
- [6] Czop P., *Parametric Approach to Rotating Machinery Diagnostics under Transient Operating Condition*. Diagnostyka, Vol. 34, p. 111-114, 2005
- [7] Cholewa W., Kiciński J. (Red.), *Diagnostyka techniczna. Odwrotne modele diagnostyczne*. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 1997
- [8] Niziński S., Michalski R., *Diagnostyka obiektów technicznych*. Biblioteka Problemów Eksploatacji, Radom 2002
- [9] Rybczyński J., *Stanowisko do badania dynamiki wirników i łożysk ślizgowych*. Zeszyt Naukowy IMP PAN, nr 429/1394/94, Gdańsk 1994
- [10] *ABAQUS Analysis User's Manual*. ABAQUS, Inc. 2004
- [11] Żywica G., *Identyfikacja modelu konstrukcji podpierającej maszyny wirnikowej*. Diagnostyka, Vol. 40, s. 71-76, 2006
- [12] Baranowski R., Dziurdź J., Pakowski R., Żywica G. oraz Batko W. i Dąbrowski Z. (Red.), *Nowoczesne metody badania procesów wibroakustycznych - część II*. Biblioteka Problemów Eksploatacji, Radom 2006
- [13] Żywica G., *Simulation Investigation of the Effect of a Supporting Structure Defect on Dynamic State of the Rotor Supported on Slide Bearings*. ASME IDET/CIE 2007 Conference, Las Vegas (USA), 2007
- [14] Żywica G., *Wpływ pęknięcia na własności dynamiczne konstrukcji podpierającej wirnik*. Wybrane zagadnienia analizy modalnej konstrukcji mechanicznych. (red. Uhl T.), AGH, s. 246-254, Kraków 2006



Mgr inż. **Grzegorz ŻYWICA** (ur. 1980 r.) - ukończył studia na Wydziale Nauk Technicznych Uniwersytetu Warmińsko - Mazurskiego w Olsztynie na kierunku Mechanika i Budowa Maszyn. Posiada doświadczenie w przemyśle jako konstruktor urzędów ciśnieniowych. Od 2005 r. pracuje w Instytucie Maszyn Przepływowych PAN na stanowisku asystenta w Zakładzie Dynamiki Wirników i Łożysk Ślizgowych. Zajmuje się głównie zagadnieniami modelowania i symulacji maszyn wirnikowych przy wykorzystaniu Metody Elementów Skończonych oraz analizą modalną konstrukcji mechanicznych.