

WYZNACZANIE WSPÓŁCZYNNIKÓW DYNAMICZNYCH RAMY FUNDAMENTOWEJ WIRNIKA LABORATORYJNEGO W OPARCIU O PRZEDZIAŁY ADEKWATNOŚCI

Sławomir BANASZEK

Instytut Maszyn Przepływowych PAN
ul. Fiszera 14, 80-952 GDAŃSK, tolek@imp.gda.pl

Streszczenie

W niniejszej pracy przedstawiono obiekt badań, jakim jest model MES ramy fundamentowej wielkogabarytowego wirnika laboratoryjnego. Na modelu tym przeprowadzono symulację badania metodą wzbudzeń harmonicznych. Przedstawiono również różne koncepcje doboru przedziałów adekwatności. W oparciu o te przedziały dokonano transformacji charakterystyk. Dla otrzymanych w ten sposób charakterystyk masowo-sztywnościowo-tłumieniowych wykonano następnie obliczenia porównawcze.

Słowa kluczowe: łożyska ślizgowe, dynamika konstrukcji.

THE LABORATORY ROTOR SUPPORT FRAME DYNAMIC COEFFICIENTS OBTAINING BASED ON THE ADEQUACY RANGES

Summary

The paper presents the object of investigations, which is FE-model of the large laboratory rotor support frame. The harmonic force response was simulated using this model. The different concepts of adequacy ranges' assumption were presented. The characteristics' transformation was made based on those adequacy ranges. A rotor dynamic simulations were made using obtained mass, stiffness and damping characteristics.

Keywords: slide bearings, dynamics of construction.

1. UWAGI WSTĘPNE

W modelowaniu oddziaływań dynamicznych układów wirnikowych łożyskowanych ślizgowo istotną rolę odgrywają między innymi własności elementów podpierających łożyska (wraz z ich fundamentami). Problem przyjęcia ich charakterystyk nabiera szczególnego znaczenia w zagadnieniach wibrodiagnostyki symulacyjnej maszyn wirnikowych. Otóż sygnałem diagnostycznym może być nie tylko amplituda drgań, ale także ich widmo. Aby je uzyskać na drodze obliczeniowej, należy stosować algorytmy oparte na metodach nieliniowych.

Wiadomo również, że własności dynamiczne konstrukcji zależą od częstości wymuszeń, jakim ta konstrukcja jest poddana. Oznacza to, że przyjęcie do obliczeń dynamiki własności podparcia łożysk wyznaczonych np. w oparciu o próbę statyczną może dać wyniki nieadekwatne do rejestrowanych na obiekcie rzeczywistym.

W IMP PAN w Gdańsku od szeregu lat rozwijane są programy serii NLDW. Umożliwiają one obliczenia dynamiki układów wirnikowych

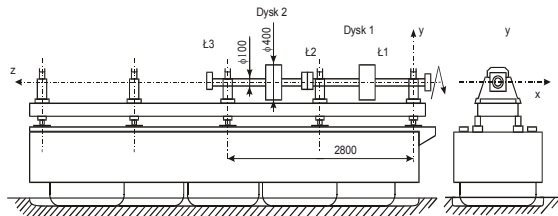
łożyskowanych ślizgowo (wraz z elementami podparcia) właśnie z wykorzystaniem metod nieliniowych. Oznacza to, że nie można bezpośrednio zaimplementować do nich zespolonych charakterystyk podatnościowych, co powszechnie czyni się przy wykorzystaniu metod liniowych [5]. Zamiast tego należy podać charakterystyki masowo-sztywnościowo-tłumieniowe, które muszą być zadane jawnie, jako liczby rzeczywiste i nieujemne [1]. Niestety, nie istnieją metody badawcze, z których można te wielkości uzyskać bezpośrednio. Można tu jedynie zastosować znaną metodę wzbudzeń harmonicznych, a następnie dokonać transformacji otrzymanych tą drogą zespolonych charakterystyk podatnościowych do rzeczywistych charakterystyk masowo-sztywnościowo-tłumieniowych.

W niniejszej pracy pokazano przykład wyznaczania charakterystyk dynamicznych konstrukcji podpierającej wirnika laboratoryjnego, jakim dysponuje IMP PAN. Posłużono się symulacją komputerową badania metodą wzbudzeń harmonicznych. Następnie zaproponowano sposób przeprowadzenia transformacji charakterystyk

w oparciu o tzw. przedziały adekwatności. Wprowadzenie przedziałów adekwatności ma na celu uzależnienie charakterystyk konstrukcji od częstości wymuszeń. Pokazano również przykładowe wyniki z poszczególnych etapów prac. Przeprowadzono także obliczenia programem NLDW z wykorzystaniem tak określonych charakterystyk. Wyniki obliczeń porównano z wynikami obliczeń dla wartości statycznych oraz z wynikami pomiarów eksperymentalnych

2. STANOWISKO BADAWCZE DYNAMIKI WIRNIKÓW

Rys. 1 prezentuje schemat stanowiska badawczego dynamiki wirników i łożysk ślizgowych. Stanowisko to pozwala na symulację stanów dynamicznych rzeczywistych maszyn wirnikowych z prędkościami obrotowymi do 5000 obr/min.

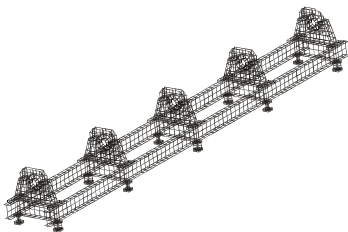


Rys. 1. Stanowisko badawcze dynamiki wirników

3. MODEL KOMPUTEROWY RAMY FUNDAMENTOWEJ WIRNIKA

Analizie poddano ramę fundamentową wirnika wraz ze stojakami i panwiami łożyskowymi. Komputerowy model ramy fundamentowej został stworzony za pomocą MES. Jego schemat (siatka elementów) pokazuje rys. 2 [3].

ABAQUS



Rys. 2. Siatka MES ramy fundamentowej

Ogółem model obejmuje 2436 elementów, co dało 11 182 węzły, zaś zadanie opisywał układ 60 672 równań.

4. EKSPERYMENT SYMULACYJNY

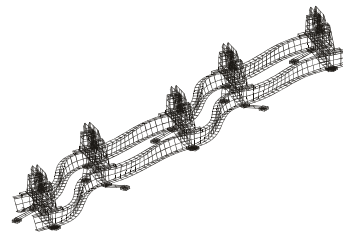
We wstępnym etapie prac powyższy model poddany został analizie modalnej [3]. Tabela 1 przedstawia 5 pierwszych częstości własnych modelu. Ograniczono się do częstości własnych leżących w zakresie do ok. 125 Hz, co wobec

zakresu bezpiecznej pracy stanowiska do ok. 85 Hz wydaje się wystarczające. Na rys. 3 pokazano przykładowo I formę własną ramy fundamentowej.

Tabela 1. Drgania własne ramy fundamentowej

Nr formy własnej	Częstość [Hz]	Opis
I	64,7	drżania poprzeczne stojaków łożysk
II	102	drżania wzdłużne całej ramy
III	110	drżania podłużnic ramy
IV	118,62	drżania podłużnic ramy połączone ze wzdłużnym „kiwaniem się” stojaków łożysk
V	124,25	jak wyżej, lecz w innej fazie

ABAQUS

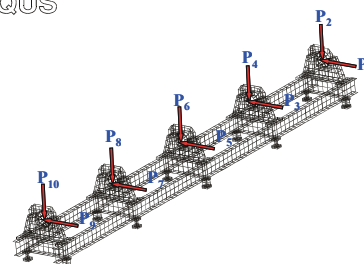


Rys. 3. Drgania własne ramy fundamentowej – I forma, 64,7 Hz

Zasadniczą część eksperymentu symulacyjnego stanowiły obliczenia będące w istocie komputerową symulacją badania metodą wzbudzeń harmoniczných. Uzyskano w ich wyniku charakterystyki podatnościowo-fazowe.

Rys. 4 przedstawia kierunki przyłożenia sił w poszczególnych więziach i ich numerację. Przyjęto konwencję, że więziom poziomym odpowiadają numery nieparzyste, a więziom pionowym – parzyste.

ABAQUS



Rys. 4. Numeracja więzi i kierunki przyłożenia sił wymuszających

Przy założeniu, że wirnik nie przenosi obciążeń i drgań wzdłużnych, oddziaływanie wirnik-konstrukcja podpierająca można opisać za pomocą

sił w więziach odpowiadających poziomym i pionowym przemieszczeniom czopa w panwi łożyska. Dla rozpatrywanego tu wirnika trzypodporowego będzie to zatem 6 więzi.

5. TRANSFORMACJA CHARAKTERYSTYK – PODSTAWY TEORETYCZNE

W wyniku badania metodą wzbudzeń harmonicznych można otrzymać zespolone charakterystyki podatnościowo-fazowe [1]. Można je opisać za pomocą macierzy L o elementach w postaci:

$$l_{mn} = \frac{A_{mn}}{P_m^0} e^{i\psi_{mn}} \quad (1)$$

gdzie: l_{mn} jest podatnością dynamiczną w więzi n przy wymuszeniu w więzi m [m/N]; A_{mn} jest amplitudą przemieszczeń w odpowiednich więziach [m]; P_m^0 jest amplitudą wymuszenia harmonicznego w więzi m [N]; zaś ψ_{mn} jest kątem fazowym [rad], oznaczającym opóźnienie lub przyspieszenie fazowe przebiegu przemieszczenia względem przebiegu siły. W wyniku odwrócenia zespolonej macierzy podatności dynamicznej L otrzymamy zespoloną macierz sztywności dynamicznej K , o elementach w postaci:

$$K = \underbrace{C - \omega^2 M}_{\text{Re}(K)} + \underbrace{i\omega D}_{\text{Im}(K)} \quad (2)$$

gdzie M , D i C są rzeczywistymi macierzami współczynników masy, tłumienia i sztywności. Jak widać dynamiczna sztywność zespolona stanowi liniową zespoloną kombinację tych współczynników. Ich wyznaczenie wymaga zatem dokonania transformacji zespolonych charakterystyk podatnościowych do rzeczywistych charakterystyk masowo-sztywnościowo-tłumieniowych.

Jeżeli znamy odpowiedzi drganiowe układu dla wielu częstości wymuszeń, wygodnie jest podzielić cały interesujący nas zakres częstości $\langle \omega_1, \omega_r \rangle$ na szereg podzakresów $\langle \omega_1, \omega_2 \rangle$, $\langle \omega_2, \omega_3 \rangle, \dots, \langle \omega_{g1}, \omega_{g2} \rangle \dots \langle \omega_{r-1}, \omega_r \rangle$. Dla częstości wymuszeń ω_{g1} i ω_{g2} , będących tu granicami dowolnego podzakresu, możemy ułożyć dwie macierze podatności $L(\omega_{g1})$ i $L(\omega_{g2})$. Ich odwrócenie da dwie macierze sztywności dynamicznej $K(\omega_{g1})$ i $K(\omega_{g2})$, których każdy element będzie miał swoją część rzeczywistą i urojoną. Można zatem zapisać:

$$\left. \begin{aligned} C_{mn} - \omega_{g1}^2 M_{mn} &= \text{Re}[k_{mn}(\omega_{g1})] \\ C_{mn} - \omega_{g2}^2 M_{mn} &= \text{Re}[k_{mn}(\omega_{g2})] \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Stąd po dokonaniu prostych przekształceń można jednoznacznie określić współczynniki masy związanej i sztywności, a współczynniki tłumienia bezpośrednio i jednoznacznie z (2) dla dowolnej częstości wymuszeń. Tak określone współczynniki masy i sztywności układu są adekwatne dla całego podzakresu $\langle \omega_{g1}, \omega_{g2} \rangle$ i tylko dla niego. Chcąc

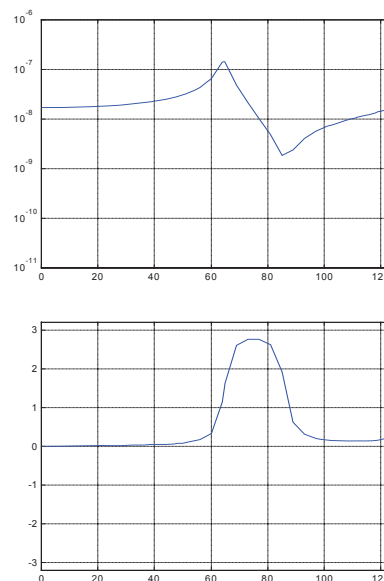
zatem wyznaczyć charakterystyki w całym zakresie częstości wymuszeń, należy taką procedurę zastosować do wszystkich określonych przez nas podzakresów. Podzakresy te będziemy nazywać „przedziałami adekwatności”.

Identyfikacja charakterystyk zależy tu w głównej mierze od sposobu i trafności doboru przedziałów adekwatności. Na podstawie wcześniejszych prac za najbardziej efektywny sposób należy uznać podział oparty na częstościach własnych z uwzględnieniem antyrezonansów [3]. Podział ten można modyfikować np. poprzez jego „zagęszczanie”. Za dostatecznie efektywny przyjęto taki podział, aby szerokości poszczególnych przedziałów adekwatności nie były większe niż 20 Hz. Jako granice przedziałów adekwatności przyjęto zatem: 0 Hz, 64,75 Hz, 85 Hz, 101 Hz, 112,50 Hz, 118,62 Hz i 124,25 Hz.

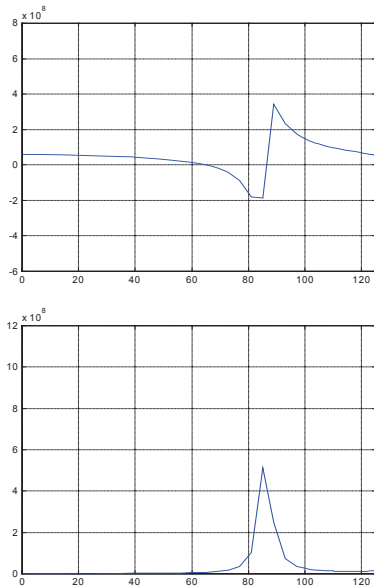
6. PRZYKŁADOWE WYNIKI

Rys. 5 przedstawia przebiegi modułu podatności dynamicznej i kąta fazowego w funkcji częstości wymuszeń drgań poziomych pierwszej podpory [3].

Dla charakterystyk utworzonych dla poszczególnych częstości wymuszeń układamy zespolone macierze podatności dynamicznej o elementach (1). Macierze te następnie odwrócono uzyskując zespolone macierze sztywności dynamicznej [3]. Dla uproszczenia analizy odwracano macierze diagonalne złożone z elementów leżących na głównej przekątnej macierzy podatności. Rys. 6 przedstawia przebiegi części rzeczywistych i urojonych zespolonej sztywności dynamicznej K (po odwróceniu macierzy) w funkcji częstości wymuszeń.

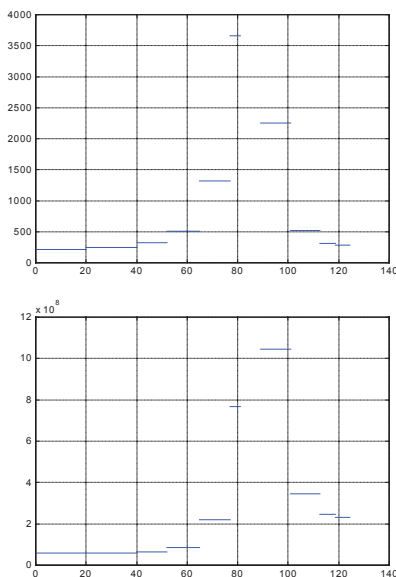


Rys. 5. Przykładowe charakterystyki podatnościowo-fazowe (moduł i faza podatności)

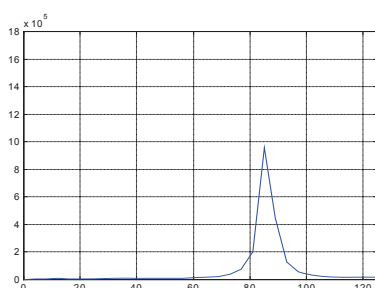


Rys. 6. Zespolona sztywność dynamiczna (część rzeczywista i urojona)

Rys. 7 przedstawia przebiegi charakterystyk masowo-sztywnościowych wyznaczonych w oparciu o powyższy podział. Na rys. 8 przedstawiono charakterystykę tłumienia.



Rys. 7. Rzeczywiste współczynniki masy i sztywności

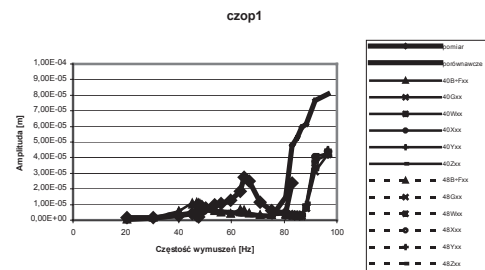


Rys. 8. Charakterystyka tłumienia

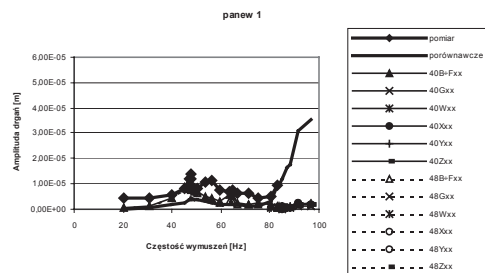
7. WERYFIKACJA

Charakterystyki określone powyżej zostały zaimplementowane jako dane do programów NLDW. Wykonano obliczenia porównawcze dynamiki wirnika z danymi eksperymentalnymi oraz z wynikami wcześniejszych obliczeń, w których przyjmowano statyczne wielkości sztywności podpór oraz tłumienie oszacowane na podstawie literatury.

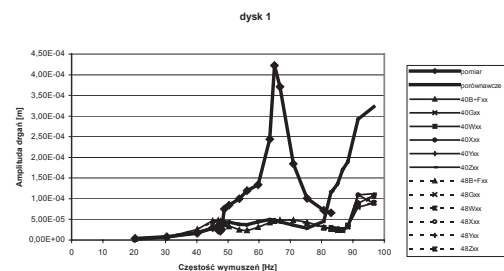
Rysunki 9÷11 prezentują wyniki obliczeń dynamicznych programem NLDW wykonanych z wykorzystaniem charakterystyk podparcia określonych według przyjętego podziału zakresu częstości wymuszeń [4]. Wyniki te zostały wygenerowane dla przykładowych węzłów układu wirnikowego. W serii z oznaczeniem „40” pominięto tłumienie konstrukcji podpierającej. W serii „48” obliczenia prowadzono z uwzględnieniem tłumienia. Litery w oznaczeniach serii odpowiadają kolejnym przedziałom adekwatności.



Rys. 9. Amplitudy drgań czopa I



Rys. 10. Amplitudy drgań panwi I



Rys. 11. Amplitudy drgań dysku I

Wyniki obliczeń wykazują pewną zgodność trendów charakterystyk z charakterystyką serii porównawczej. Znacznie słabiej wypada to w porównaniu z wynikami pomiarów, chociaż trzeba zauważyć dość dobre odzwierciedlenie lokalnych częstości rezonansowych. Uwzględnienie tłumienia nie zmienia zasadniczo przebiegów charakterystyk, powoduje jedynie zmniejszenie amplitud w lokalnych rezonansach układu.

Powyżej 70 Hz charakterystyki dla poszczególnych przedziałów adekwatności w zasadzie pokrywają się, wykazując antyrezonans spodziewany na podstawie obliczeń programem ABAQUS. Świadczyłyby to o prawidłowym przyjęciu wartości współczynników wyznaczonych na podstawie symulacji komputerowej.

Rozbieżności względem danych eksperymentalnych są dosyć duże. Przyczyną tego jest najprawdopodobniej istotne uproszczenie modelu w stosunku do obiektu rzeczywistego [7, 8]. W stosunku do obliczeń porównawczych należy zauważyć zgodność trendów charakterystyk, którą można uznać za zadowalającą. Trzeba jednak pamiętać, że seria obliczeń porównawczych również wykazuje rozbieżności względem danych pomiarowych [2].

Aby wyeliminować niepewności w określeniu współczynników należałoby podać zestaw wiarygodnych dynamicznych liczb wpływowych wyznaczonych na podstawie eksperymentu (trwają prace zmierzające ku temu). Uściśliłoby to obliczenia porównawcze. Celowe byłoby również podjęcie próby poprawienia modelu MES tak, aby uwzględniał także te elementy, na których spoczywa zamodelowana rama fundamentowa. Warto również podjąć próbę oszacowania zjawisk, które mogą wystąpić w rzeczywistej konstrukcji, jak np. wpływ napięcia połączeń śrubowych, niedokładnego połączenia nieuwzględnionych tu elementów betonowych z metalowymi itp. [3]. Wyznacza to kierunki możliwych dalszych prac Zakładu.

LITERATURA

- [1] J. Kiciński Identyfikacja modeli konstrukcji podpierających maszyn wirnikowych. Opr. wewn. IMP PAN nr arch. 655/2000, Gdańsk 2000.
- [2] J. Rybczyński, S. Banaszek, M. Łuczak, A. Markiewicz - Kicińska. Porównanie wyników pomiarów dynamiki wirnika doświadczalnego na stanowisku badawczym dynamiki wirników z wynikami obliczeń komputerowych programem NLDW. Oprac. wewn. IMP PAN, nr arch. 20/2000, Gdańsk 2000.
- [3] S. Banaszek, J. Rybczyński. Przedziały adekwatności charakterystyk dynamicznych konstrukcji podpierającej łożyska ślizgowe wirnika laboratoryjnego. Oprac. wewn. IMP PAN, nr arch. 1408/01, Gdańsk 2001
- [4] S. Banaszek. Obliczeniowa weryfikacja przedziałów adekwatności symulacyjnych

charakterystyk dynamicznych ramy fundamentowej wirnika laboratoryjnego. Oprac. wewn. IMP PAN, Gdańsk 2002.

- [5] J.K. Sinha, M.I. Friswell, A.W. Lees. The Identification of the Unbalance and the Foundation of a Flexible Rotating Machine from a Single Run-Down. Vibration Laboratory, Atomic Research Center, Mumbai, India 2000.



Mgr inż. **Sławomir Banaszek** jest asystentem w Zakładzie Dynamiki Wirników i Łożysk Ślizgowych Instytutu Maszyn Przepływowych PAN w Gdańsku. Zajmuje się dynamiką układów wirnikowych łożyskowanych ślizgowo, ze szczególnym uwzględnieniem właściwości dynamicznych utwierdzeń łożysk.