

Dr inż. Grzegorz ŻYWICA  
Mgr inż. Paweł BAGIŃSKI  
Mgr inż. Łukasz BREŃKACZ  
Instytut Maszyn Przepływowych PAN w Gdańsku  
Dr inż. Wojciech MIĄSKOWSKI  
Dr inż. Krzysztof NALEPA  
Dr inż. Paweł PIETKIEWICZ  
Uniwersytet Warmińsko-Mazurski w Olsztynie

## MODELOWANIE I ANALIZA HYDRODYNAMICZNYCH ŁOŻYSK FOLIOWYCH

*Streszczenie: W artykule omówiono zagadnienia związane z modelowaniem i analizą symulacyjną łożysk foliowych. Badane łożyska zostały zaprojektowane do pracy w mikroturbinach energetycznych będących kluczowym elementem mikrosiłowni kogeneracyjnych ORC. W kolejnych częściach pracy omówiono warunki pracy łożysk foliowych, opracowanie modelu numerycznego oraz analizę łożysk w zakresie obciążeń statycznych i dynamicznych. Przedstawiono również przykład mikroturbiny z łożyskami foliowymi. Prezentowane badania zostały wykonane przy wykorzystaniu własnych oraz komercyjnych programów komputerowych. Wyniki obliczeń symulacyjnych zostaną wykorzystane podczas opracowywania ostatecznego rozwiązania konstrukcyjnego łożysk foliowych, dedykowanych do współpracy z wirnikiem mikroturbiny.*

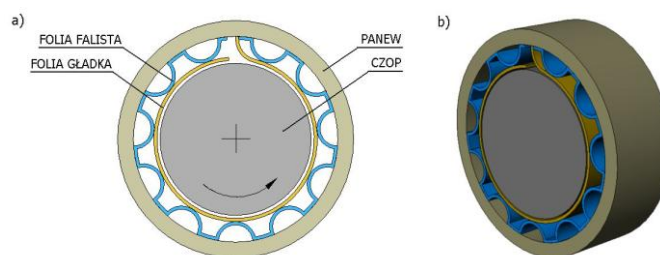
## MODELLING AND ANALYSIS OF THE HYDRODYNAMIC FOIL BEARINGS

*Abstract: This article presents a foil bearing modelling and performance analysis problems. The investigated foil bearing was designed for an energetic micro-turbine – the basic component of the cogeneration power plant. In the following parts of the article the typical working condition, modelling, static and dynamic analysis of foil bearings were discussed. The example of a rotor with foil bearings was also presented. Research work was performed using in home developed and commercial, computational aided engineering software. Results of analysis will be used during designing and fabrication process of the final and optimal solution of foil bearing, which will be an important part of the micro-turbine.*

### 1. WPROWADZENIE

Łożyska foliowe są odmianą łożysk ślizgowych, w których w celu poprawy wybranych właściwości zastosowano dodatkowo, podatny zespół folii, umieszczony pomiędzy czopem i panwią łożyska. Takie rozwiązanie pozwala na uzyskanie stabilnej pracy wirnika, nawet przy bardzo wysokich prędkościach obrotowych. W porównaniu do innych metod łożyskowania, łożyska foliowe wykazują wiele zalet, z czego najważniejsze są duże możliwości w zakresie tłumienia drań. Łożyska tego typu są coraz częściej stosowane do podpierania lekkich, wysokoobrotowych wirników w maszynach takich jak: mikroturbiny, turbosprężarki, turboekspandery. Podstawowym ograniczeniem, które zawęża obecnie obszar zastosowań łożysk foliowych, jest wysoki koszt wykonania. Wynika to głównie z faktu, że każde nowe wdrożenie łożysk foliowych musi być poprzedzone analizą parametrów pracy, wykonaniem modelu funkcjonalnego oraz szczegółowymi badaniami eksperymentalnymi

poprzedzającymi wdrożenie. Znaczne przyspieszenie oraz ograniczenie kosztów tego złożonego procesu jest możliwe na drodze symulacji komputerowej, jednak wciąż brak jest uniwersalnych i sprawdzonych metod modelowania i analizy łożysk foliowych.



Rys. 1. Podstawowe części łożyska foliowego

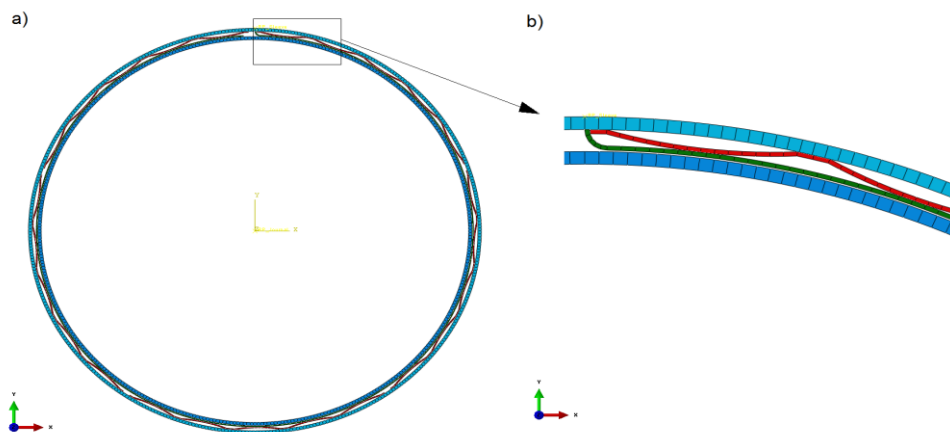
Łożyska foliowe są od wielu lat obiektem badań eksperymentalnych i symulacyjnych w ośrodkach naukowych i przemysłowych na całym świecie [1], jednak ze względu na złożoną budowę i nieliniowe właściwości wciąż poszukiwane są nowe modele symulacyjne [2-4]. Prace nad modelami łożysk foliowych prowadzone są również w Instytucie Maszyn Przepływowych PAN we współpracy z Uniwersytetem Warmińsko-Mazurskim. Prace te realizowane są w ramach wspólnego projektu badawczego i koncentrują się przede wszystkim na opracowaniu nowych rozwiązań konstrukcyjnych łożysk foliowych, w których czynnikiem smarnym będzie czynnik niskowrzący w postaci ciekłej. Ma to związek z budową mikrośilowni kogeneracyjnej ORC, której czynnikiem termodynamicznym jest właśnie czynnik niskowrzący. Zastosowanie tego samego czynnika do napędu mikroturbiny oraz smarowania łożysk ma na celu uproszczenie oraz hermetyzację konstrukcji. Ponieważ powszechnie wykorzystywane łożyska foliowe są łożyskami aerodynamicznymi, a ich czynnikiem smarnym jest najczęściej powietrze, omawiane w artykule łożyska foliowe są rozwiązaniem nietypowym, gdyż do ich smarowania wykorzystany będzie czynnik smarny w postaci ciekłej.

W następnych częściach artykułu w zwięzły sposób omówiono kolejne etapy prac, które były niezbędne na drodze opracowania wiarygodnego modelu numerycznego łożyska foliowego. Całość prac została podzielona na mniejsze etapy, tak aby możliwe było sprawdzenie uzyskiwanych wyników w różnych warunkach obciążenia łożyska, a budowa bardziej zaawansowanego modelu następowała poprzez rozwój sprawdzonych i zweryfikowanych rozwiązań. Dlatego prezentowane dalej zagadnienia dotyczą przede wszystkim strukturalnej warstwy nośnej łożyska foliowego, która po zintegrowaniu z warstwą przepływową będzie stanowiła kompletny model węzła łożyskowego.

## 2. MODEL NUMERYCZNY ŁOŻYSKA FOLIOWEGO

Rozwijana koncepcja modelu numerycznego łożyska foliowego opiera się na analizie interakcji pomiędzy przepływem i strukturą o zmiennej geometrii. Do opisu i symulacji procesów zachodzących w przepływowej warstwie nośnej wykorzystywane są programy serii MESWIR opracowane i rozwijane w IMP PAN w Gdańsku [5]. Do modelowania deformacji strukturalnej warstwy nośnej, z uwzględnieniem nieliniowej geometrii, procesów tarcia i zjawisk kontaktowych, wykorzystywany jest program MES ogólnego przeznaczenia – ABAQUS [6]. Zarządzanie procesem obliczeniowym oraz wymiana danych pomiędzy programami odbywają się w trybie automatycznym, za pomocą specjalnie stworzonego programu komputerowego. Prezentowane podejście pozwala na uwzględnienie podczas obliczeń wielu specyficznych i rzadko spotykanych zjawisk, charakterystycznych tylko dla łożysk foliowych.

Właściwości łożysk foliowych są uzależnione od właściwości podatnego zespołu folii oraz przepływowej warstwy nośnej (klina smarnego). W momencie rozruchu i wybiegu wirnika folia ślizgowa jest lekko zaciśnięta na czopie. Pozwala to na uzyskanie optymalnego luzu podczas pracy przy wyższych prędkościach obrotowych [7], przy których pomiędzy czopem i folią ślizgową wytwarza się klin smarny. Ponieważ grubość przepływowej warstwy nośnej jest bardzo mała (dla gazowych łożysk foliowych wynosi ok. 10  $\mu\text{m}$  [8]), w odniesieniu do podatnego zespołu folii posiada ona dużą sztywność. W związku z tym, na charakterystyki łożyska przy prędkości nominalnej wpływają przede wszystkim właściwości zespołu folii [9]. W związku z powyższym w dalszej części artykułu skupiono się na analizie właściwości statycznych i dynamicznych strukturalnej warstwy nośnej.



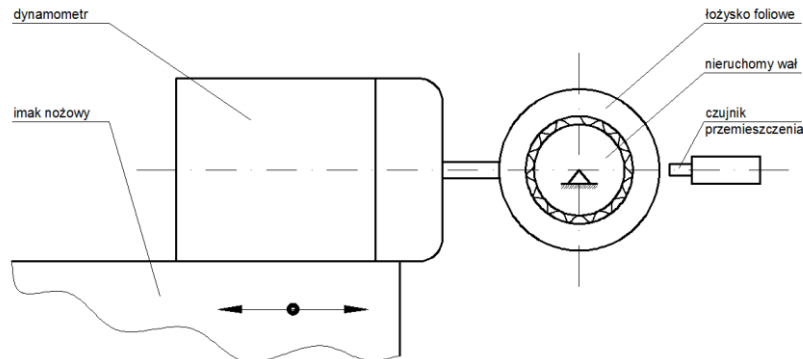
Rys. 2. Model MES struktury łożyska foliowego:  
a) cały model, b) fragment modelu w powiększeniu

Na rysunku 2 przedstawiona została geometria oraz dyskretyzacja modelu łożyska foliowego. Fragment modelu, w obszarze mocowania folii ślizgowej i falistej został przedstawiony w powiększeniu, na którym widać również podział geometrii na elementy skończone. Cały model po optymalizacji siatki MES składał się z 11390 stopni swobody. Oprócz pełnego odwzorowania geometrii w płaszczyźnie prostopadłej do osi obrotu, w modelu uwzględniono zjawiska kontaktowe pomiędzy czopem, foliami oraz panwią, a także tarcie pomiędzy tymi częściami. Obie folie były zamocowane do panwi na jednym końcu (rys. 2b), natomiast w pozostałej części ich przemieszczenia były ograniczone powierzchniami czopa i panwi. W porównaniu do cienkościennych folii, czop i panew są elementami bardzo sztywnymi, w związku z czym podczas obliczeń były one traktowane jako nieodkształcalne. Aby ograniczyć czas niezbędny na przeprowadzenie obliczeń, opracowany model był dwuwymiarowy. Uproszczenie to było poprzedzone porównaniem wyników uzyskiwanych na podstawie modelu 3D i 2D. Badania te wykazały, że model 2D pozwalał na uzyskanie zbliżonych wyników, przy kilkukrotnym skróceniu czasu obliczeń [10]. Wynika to głównie z charakteru odkształceń cienkich folii, które po obróbce plastycznej mają kształt walcowy. Sposób obciążenia elementów łożyska zależał przede wszystkim od rodzaju analizy, a zagadnienia te zostaną szerzej omówione w dalszej części artykułu.

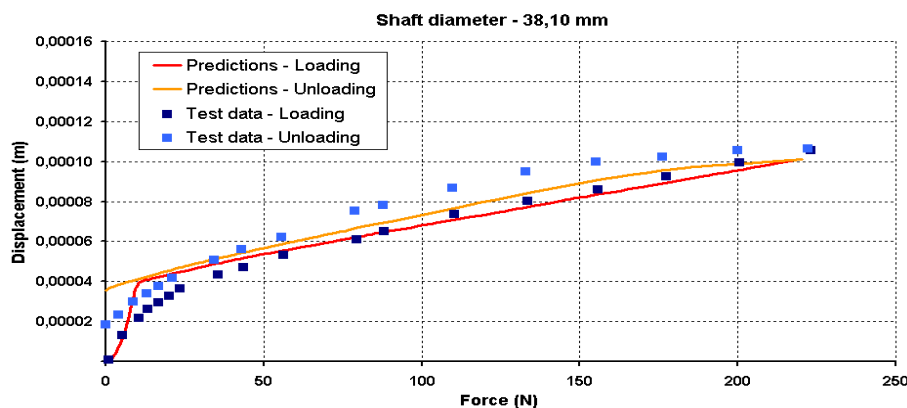
### 3. ANALIZA ŁOŻYSKA W ZAKRESIE OBCIĄŻEŃ STATYCZNYCH

W ramach prowadzonych badań przeprowadzono kilka serii obliczeń, przy których badany układ był obciążany siłami statycznymi w różnej konfiguracji [11]. Ze względu na ograniczenia rozmiaru artykułu, zostanie omówiony tylko jeden przykład analizy statycznej, gdy łożysko było obciążane, a następnie odciążane siłą skupioną w kierunku promieniowym. Obciążenie było przyłożone do środka sztywnego czopa, a jego wartość rosła do 224 N, po

czym malała do 0, zgodnie z zadaną funkcją liniową. Warunki symulacji zostały dobrane w taki sposób, aby wiernie odwzorować badania eksperymentalne przeprowadzone przez amerykańskich naukowców [2]. Schemat stanowiska badawczego został przedstawiony na rysunku 3.



Rys. 3. Schemat stanowiska badawczego wykorzystanego do badań łożyska foliowego



Rys. 4. Porównanie wyników badań symulacyjnych i eksperymentalnych w zakresie przemieszczeń czopa łożyskowego wywołanych obciążeniem statycznym

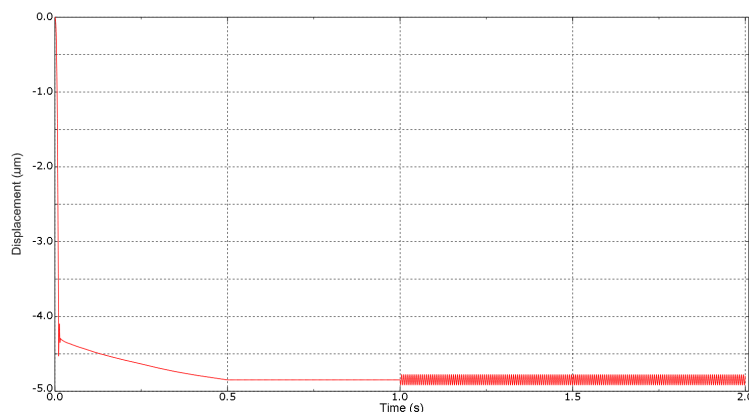
Podczas badań łożysko drugiej generacji o średnicy nominalnej 38,1 mm zostało zamontowane na wale utwierdzonym we wrzecionie tokarki. Siła poprzeczna była realizowana poprzez przesunięcie imaka nożowego. Przyjęte wymiary modelu łożyska były zgodne z danymi podanymi w literaturze [2], tak aby możliwa była weryfikacja wyników obliczeń. Porównanie wyników przeprowadzonej symulacji komputerowej z wynikami badań eksperymentalnych zostało przedstawione na rysunku 4. Uzyskane wyniki potwierdziły dużą wiarygodność opracowanego modelu, gdyż uzyskano bardzo dobrą zgodność przebiegów przemieszczeń czopa, szczególnie w zakresie obciążania układu. Nieco gorsze dopasowanie charakterystyk uzyskano dla procesu odciażania. Wyniki symulacji wykazały, że podczas zmniejszania obciążenia, tym samym wartościom siły odpowiadały większe przemieszczenia czopa. Było to zgodne z wynikami badań eksperymentalnych i było związane ze zjawiskiem tarcia, występującym podczas przemieszczeń czopa wewnątrz łożyska. W wyniku rozproszenia części energii dostarczonej do układu powstała tzw. pętla histerezy. Zauważone rozbieżności można wyjaśnić uproszczeniami opracowanego modelu, takimi jak pominięcie tarcia wewnętrznego (materiałowego) czy dwuwymiarowość modelu.

Ponieważ badany układ mechaniczny był bardzo złożony, wyniki analizy statycznej można uznać za satysfakcjonujące. W kolejnej części artykułu przedstawiono wyniki badań symulacyjnych przeprowadzonych w warunkach obciążenia łożyska foliowego siłami dynamicznymi. W badaniach tych wykorzystano model zweryfikowany statycznie.

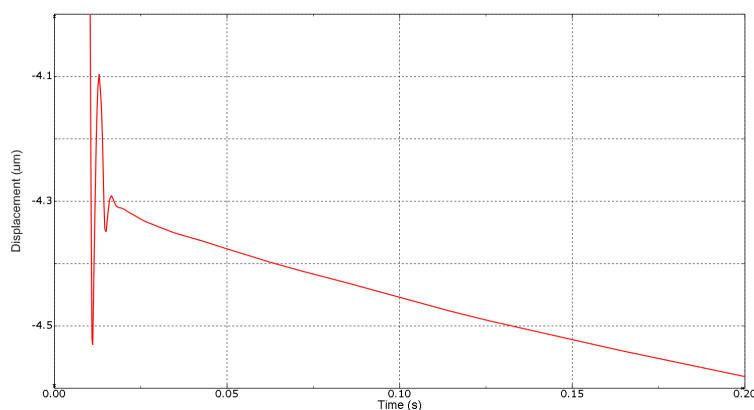
#### 4. ANALIZA ŁOŻYSKA W ZAKRESIE OBCIĄŻEŃ DYNAMICZNYCH

Badania charakterystyk łożyska foliowego w zakresie dynamiki zostały przeprowadzone dla warunków odpowiadających współpracy łożyska z wysokoobrotowym wirnikiem. Opracowując model, bazowano na wirniku mikroturbiny promieniowej, która została opracowana w IMP PAN w Gdańsku. Badania polegały na analizie deformacji struktury łożyska foliowego wywołanych jednoczesnym działaniem obciążenia statycznego oraz dynamicznego. Pierwsze obciążenie odpowiadało sile statycznej przenoszonej przez łożysko i zostało zamodelowane przez wprowadzenie do układu dodatkowej masy równej 1 kg, zamocowanej do środka czopa. W układzie uwzględniono przyspieszenie ziemskie wynoszące  $9,807 \text{ m/s}^2$ , działające na elementy łożyska pionowo w dół. Siła dynamiczna została zamodelowana jako siła harmoniczna o częstotliwości  $1047 \text{ rad/s}$ , co odpowiadało prędkości ok.  $10\ 000 \text{ obr/min}$ . Wartość siły dynamicznej zmieniała się zgodnie z funkcją sinus, a jej amplituda wynosiła 2 N. Maksymalna wartość siły dynamicznej została wyznaczona w oparciu o normę ISO 1940/1, określającą dopuszczalne wartości niewyważenia resztkowego dla różnych grup maszyn. Założono, że łożysko będzie współpracowało z wirnikiem mikroturbiny o masie 2 kg, wyważonym w klasie G 2.5, przy prędkości  $10\ 000 \text{ obr/min}$ . Podczas analizy zastosowano sekwencję dwóch obciążeń – statycznego i dynamicznego. Obciążenie grawitacyjne narastało liniowo w ciągu 0,5 s i działało przez pozostałą część analizy, której czas określono na 2 s. Siła dynamiczna rozpoczynała swoje działanie po upływie 1 s i przez pozostały czas analizy oddziaływała na czop łożyska.

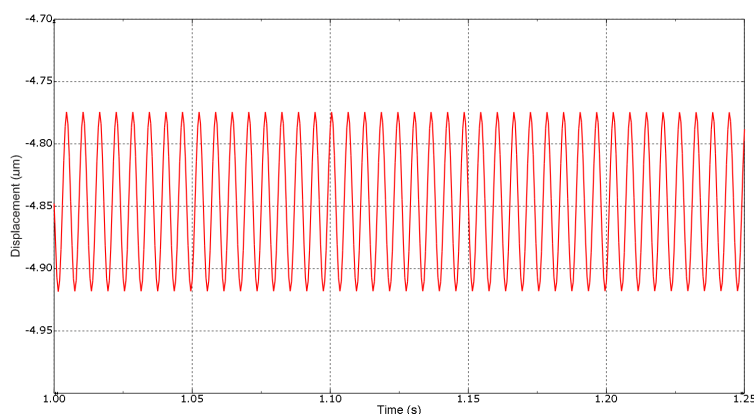
Najważniejsze wyniki obliczeń, w postaci przebiegów środka czopa w trakcie analizy, zostały przedstawione na rysunku 5. Na przedstawionej charakterystyce można zauważyć stabilizację układu po osiągnięciu przez siłę statyczną wartości maksymalnej (po 0,5 s) oraz drgania czopa wywołane działaniem siły dynamicznej. Kontakt czopa i zespołu folii następował po skasowaniu luzu wstępnego. Po zetknięciu czopa z folią gładką nastąpiło dwukrotne odbicie, co zostało przedstawione w powiększeniu na rysunku 6. W dalszej części charakterystyki, po osiągnięciu równowagi statycznej, do układu przyłożona była siła harmoniczna, której wpływ widać w zakresie od 1 do 2 s. Fragment charakterystyki przedstawiający drgania czopa wywołane działaniem siły odpowiadającej niewyważeniu wirnika został przedstawiony na rysunku 7. Międzyszczytowa amplituda drgań wynosiła zaledwie ok.  $0,14 \mu\text{m}$ . Częstotliwość odpowiedzi układu była zgodna z częstotliwością siły wymuszającej.



Rys. 5. Przebieg przemieszczeń czopa łożyskowego w kierunku pionowym wywołanych obciążeniem układu siłą statyczną i dynamiczną



Rys. 6. Powiększony fragment rysunku 5, przedstawiający odpowiedź układu na obciążenie odpowiadające siłom ciężkości działającym na wał mikroturbiny

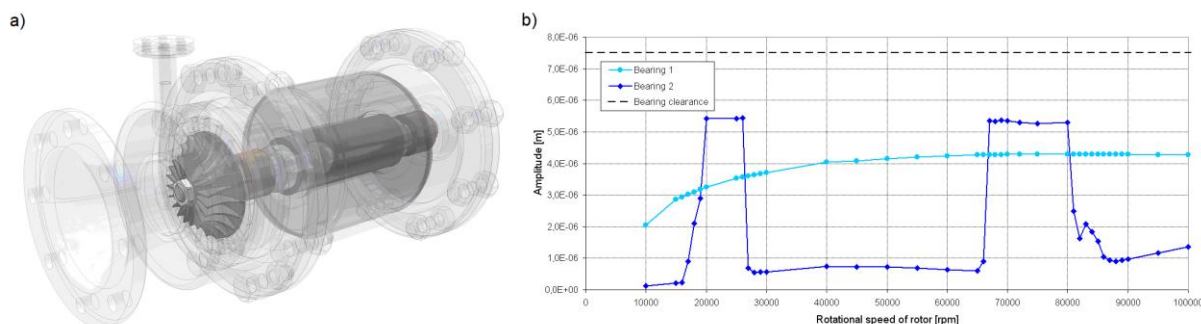


Rys. 7. Powiększony fragment rysunku 5, przedstawiający odpowiedź układu na obciążenie dynamiczne wywołane niewyważeniem resztkowym

Stosunkowo mały wpływ siły dynamicznej na amplitudę drgań czopa był nieco zaskakujący, a z przedstawionych charakterystyk wynika, że dominujący wpływ na deformację struktury łożyska foliowego miało obciążenie statyczne wynikające z ciężaru podpieranego wału. Warto jeszcze dodać, że w ramach przeprowadzonych badań wykonano również analizę wytrzymałościową. Maksymalne naprężenia, występujące przy największych odkształceniach zespołu folii – gdy obciążenie osiągało największą wartość, występowały w folii falistej bezpośrednio pod podpieranym czopem i dochodziły maksymalnie do kilku MPa.

## 5. PRZYKŁAD ANALIZY WIRNIKA Z ŁOŻYSKAMI FOLIOWYMI

Badania statyczne i dynamiczne struktury łożyska foliowego opisane w dwóch poprzednich punktach były podstawą do opracowania modelu całego łożyska foliowego, uwzględniającego również przeplywową warstwę nośną. Jak już wcześniej wspomniano, w obszarze zainteresowań było łożysko foliowe smarowane ciekłą frakcją czynnika niskowrzącego, czerpanego z obiegu termodynamicznego mikrośilowni kogeneracyjnej. Badany wirnik z łożyskami foliowymi był podzespołem mikroturbiny parowej, która została przedstawiona na rysunku 8a. Wirnik miał długość 118 mm, a średnica czopów wynosiła 10 mm. Był on podparty w dwóch takich samych łożyskach foliowych pierwszej generacji. Na wale osadzona była jedna tarcza wirnikowa oraz tuleja generatora prądu. Maksymalna prędkość obrotowa przewidziana dla tej maszyny wynosiła 100 tys. obr/min. Przeprowadzone obliczenia miały charakter wstępny, gdyż stosowany model nie został wcześniej poddany pełnej weryfikacji. Przebieg amplitud drgań względnych czop – panew w łożyskach został przedstawiony na rysunku 8b.



Rys. 8. Wyniki analizy wirnika mikroturbiny z łożyskami foliowymi: a) model mikroturbiny, b) przebiegi amplitud drgań względnych czop – panew w łożyskach

Zgodnie z uzyskanymi wynikami, w łożysku nr 2 (znajdującym się na swobodnym końcu wirnika) występowały oznaki niestabilnej pracy w dwóch zakresach prędkości obrotowych. W przedziale prędkości 16-27 tys. obr/min oraz 66-85 tys. obr/min można było zaobserwować nagły wzrost amplitud drgań czopa. Drugie łożysko, znajdujące się pomiędzy tarczą wirnikową i generatorem w całym zakresie prędkości pracowało stabilnie. Dodatkowa analiza trajektorii drgań czopa (wyniki te nie zostały przedstawione w niniejszym artykule) wykazała, że duże amplitudy drgań w jednym z łożysk miały związek z występowaniem niestabilności hydrodynamicznej, co objawiało się poprzez wiry i bicie olejowe. Bez wątpienia niekorzystny wpływ na warunki pracy łożysk miał zastosowany czynnik smarny – czynnik niskowrzący w postaci ciekłej. Czynnik ten charakteryzował się bardzo małą lepkością, co utrudniało wybudowanie się w szczelinie pomiędzy czopem i panwią stabilnego klinu smarnego. Dodatkowo, sprawiające problemy łożysko pracowało przy małym obciążeniu, co również sprzyjało niestabilnej pracy. W pozostałym zakresie prędkości badany układ pracował stabilnie, nawet przy najwyższych prędkościach obrotowych.

## 6. PODSUMOWANIE I WNIOSKI

W pracy omówiono zagadnienia związane z modelowaniem oraz badaniami symulacyjnymi łożysk foliowych. W kolejnych częściach pracy omówiono stosowany model numeryczny, podano wybrane wyniki badań w zakresie obciążeń statycznych i dynamicznych oraz zaprezentowano przykład wirnika mikroturbiny podpartego w łożyskach foliowych. Przedstawiona została tylko część szerszych badań, których celem jest opracowanie wiarygodnego modelu numerycznego łożysk foliowych, który będzie można wykorzystać do przewidywania właściwości statycznych i dynamicznych oraz optymalizacji konstrukcji łożysk foliowych. Wykorzystanie takiego modelu pozwoli na ograniczenie zakresu bardzo kosztownych badań eksperymentalnych, poprzedzających wdrożenie każdego nowego łożyska foliowego. Oprócz ograniczenia kosztów przełoży się to również na znaczne skrócenie czasu niezbędnego na opracowanie nowych łożysk.

W kolejnych pracach poświęconych tej tematyce planowane jest przeprowadzenie weryfikacji eksperymentalnej modelu łożyska foliowego w zakresie obciążeń dynamicznych, w szczególności będzie to dotyczyło modelu łożyska zintegrowanego z wysokoobrotowym wirnikiem. Ponieważ badania dotyczą konstrukcji nietypowych, w których do smarowania stosowany jest czynnik w postaci ciekłej, w literaturze zagadnienia brak jest publikacji z wynikami badań eksperymentalnych takich układów. W związku z tym, do weryfikacji modelu maszyny wirnikowej z łożyskami foliowymi wykorzystane zostaną wyniki własnych badań laboratoryjnych, których przeprowadzenie jest zaplanowane na najbliższe miesiące.

\*\*\*

Prezentowane badania sfinansowano ze środków projektu POIG.01.03.01-00-027/08-00 pt. „Wykorzystanie materiałów i konstrukcji inteligentnych do opracowania koncepcji i wykonania innowacyjnego systemu łożyskowania wirników mikroturbin energetycznych”.

## LITERATURA

- [1] Agrawal G.L.: *Foil Air/Gas Bearing Technology – An Overview*, International Gas Turbine & Aero engine Congress & Exhibition, Orlando (USA), June 1997.
- [2] Rubio D. and San Andres L.: *Bump-Type Foil Bearing Structural Stiffness: Experiments and Predictions*, ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, vol. 128, 2006, pp. 653-660.
- [3] Heshmat H., Walowit J., Pinkus O.: *Analysis of Gas-Lubricated Foil Journal Bearings*. ASME Journal of Lubricate Technology, vol. 105, 1983, pp. 647-655.
- [4] Ku R. and Heshmat H.: *Compliant Foil Bearing Structural Stiffness Analysis: Part I – Theoretical Model Including Strip and Variable Bump Foil Geometry*. ASME Journal of Tribology, vol. 114, 1992, pp. 394-400.
- [5] Kicinski J.: *Rotor Dynamics*, IFFM Publisher, Gdansk, 2006.
- [6] ABAQUS Inc.: *ABAQUS Analysis User Manual*, Version 6.10, 2010.
- [7] Radil K., Howard S., Dykas B.: *The Role of Radial Clearance on the Performance of Foil Air Bearings*, Tribology Transactions, 45: 4, 2002, pp. 485-490.
- [8] Radil K., Dellacorte C., Zeszotek M.: *Thermal Management Techniques for Oil-Free Turbomachinery Systems*, Tribology Transactions, 50: 3, 2007, pp. 319-327.
- [9] San Andres L., Kim T.H.: *Forced nonlinear response of gas foil bearing supported rotors*, Tribology International, 41, 2008, pp. 704-715.
- [10] Kiciński J., Żywica G.: *Testowanie modeli numerycznych strukturalnej warstwy nośnej łożyska foliowego w zakresie obciążeń statycznych i dynamicznych*, opracowanie wew. IMP PAN nr arch. 132/2011, Gdańsk 2011.
- [11] Żywica G.: *The Static Performance Analysis of the Foil Bearing Structure*, Acta Mechanica et Automatica, vol. 5, no. 4, 2011, pp. 119-122.