

*Prof. dr hab. inż. Jan KICIŃSKI*

*Dr inż. Grzegorz ŻYWICA*

*Mgr inż. Paweł BAGIŃSKI*

*Instytut Maszyn Przepływowych PAN w Gdańsku*

## **PORÓWNANIE WŁAŚCIWOŚCI DYNAMICZNYCH WIRNIKA MIKROTURBINY ŁOŻYSKOWANEGO ŚLIZGOWO I TOCZNIE**

*W artykule omówiono wyniki badań symulacyjnych małowymiarowego wirnika mikroturbiny osiowej łożyskowanego ślizgowo oraz tocznie. Obiektem badań był układ wirujący mikroturbiny zaprojektowanej dla powstającej w IMP PAN w Gdańsku mikrośrodkowej kogeneracyjnej małej mocy, pracującej w obiegu ORC. Prezentowane badania zostały wykonane przy wykorzystaniu własnych programów serii MESWIR oraz programów komercyjnych: MADYN 2000 i ABAQUS. W artykule omówiono wyniki analizy modalnej małowymiarowego wirnika z uwzględnieniem właściwości sprężysto-tłumiących łożysk oraz przedstawiono wyniki analizy drgań wymuszonych wirnika łożyskowanego ślizgowo oraz tocznie. Wyniki badań zostaną wykorzystane podczas opracowywania i optymalizacji ostatecznego rozwiązania konstrukcyjnego mikroturbiny.*

## **THE COMPARISON OF DYNAMIC PROPERTIES OF THE MICROTURBINE'S ROTOR WITH SLIDE AND ROLLING ELEMENT BEARINGS**

*This article presents the results of investigations of dynamic characteristics of a small-dimension rotor with slide and rolling element bearings. The object of investigations was the rotor-bearing system of the low-power steam microturbine designed in the IF-FM PASci, Gdansk. The investigations were performed using own codes MESWIR series and commercial FEA software MADYN 2000 and ABAQUS. The results of modal analysis for micro-rotor supported on slide and rolling element bearing were showed and discussed. Forced vibration analysis of the rotor-bearing system was also performed. The results of investigations will be used in further stages of the design and optimization of the microturbine.*

### **1. WPROWADZENIE**

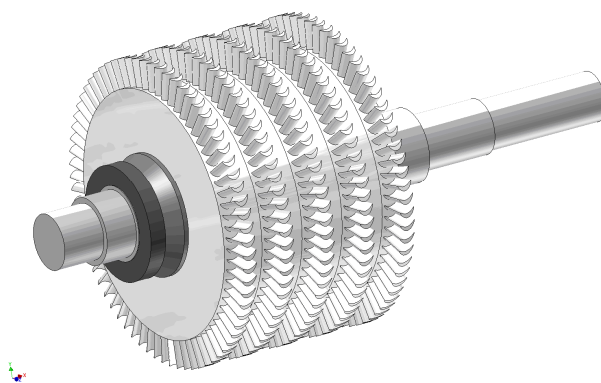
Badania symulacyjne i eksperymentalne małowymiarowych, wysokoobrotowych wirników są obecnie tematem prac prowadzonych w wielu ośrodkach naukowych i przemysłowych na całym świecie. Tego typu wirniki są stosowane w różnych maszynach, takich jak mikroturbiny czy turbosprężarki. W związku z tym, że wirniki tych maszyn pracują przy wysokich prędkościach obrotowych (przy których występują duże obciążenia dynamiczne), opracowanie właściwej konstrukcji wirnika i systemu łożyskowania ma szczególne znaczenie.

Obecnie stosowane oprogramowanie wspomagające obliczenia inżynierskie pozwala na przeprowadzenie wstępnych badań symulacyjnych różnych, alternatywnych rozwiązań konstrukcyjnych wirnika i łożysk, zanim zostaną one wykonane i przebadane eksperymentalnie.

Podstawowym problemem, którego rozwiązania podjęli się autorzy pracy, było zaproponowanie odpowiedniego systemu łożyskowania wirnika mikroturbiny. W dziedzinie łożyskowania wirników w ostatnich latach można zaobserwować wyraźny postęp. Stosunkowo nowym i wciąż mało popularnym rozwiązaniem są łożyska foliowe [1-4], które dzięki zastosowaniu podatnego zespołu folii poprawiają warunki pracy układu wirującego. Charakterystyczną cechą łożysk foliowych jest ich duża zdolność tłumienia drgań, co prowadzi do poprawy stabilności pracy wirnika. Kolejnym, coraz bardziej popularnym rozwiązaniem są łożyska magnetyczne [5]. Aktywne łożyska magnetyczne umożliwiają sterowanie właściwościami sprężysto-tłumiącymi oraz zmianę tych właściwości podczas pracy maszyny. Ze względu na duże problemy technologiczne i konstrukcyjne związane z łożyskami foliowymi oraz wysoki koszt wykonania łożysk magnetycznych, ich zastosowanie jest jednak ograniczone. W wielu współczesnych maszynach wirujących w dalszym ciągu często stosowane są znane do lat łożyska ślizgowe i toczne [6-9]. Ponieważ te klasyczne łożyska wciąż podlegają pewnym ulepszeniom i modyfikacjom, w chwili obecnej możliwe jest ich stosowanie również w aplikacjach wysokoobrotowych. W kolejnych częściach artykułu omówiono wyniki badań symulacyjnych wirnika mikroturbiny osiowej z łożyskami ślizgowymi oraz tocznymi. Wyniki badań uzyskane na drodze symulacji komputerowej pozwoliły na wstępną ocenę możliwości zastosowania dwóch analizowanych systemów łożyskowania.

## 2. CHARAKTERYSTYKA OBIEKTU BADAŃ

Obiektem prezentowanych badań był wirnik turbogeneratorskiej mikroturbiny parowej, zaprojektowanej jako pięciostopniowa turbina osiowa [10]. Moc elektryczna uzyskiwana w generatorze mikroturbiny będzie wynosiła ok. 3 kW, przy prędkości ok. 8000 obr/min. Wirnik mikroturbiny został przedstawiony na rysunku 1. Jego całkowita długość wynosiła 220 mm, przy średnicy zewnętrznej równej 110 mm. Masa wirnika wynosiła ok. 2,2 kg.



Rys. 1. Widok wirnika pięciostopniowej mikroturbiny osiowej.

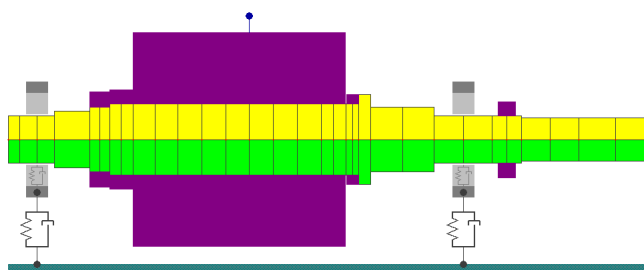
Opracowywana w IMP PAN mikrośilownia będzie pracowała w oparciu o obieg ORC, a w jej układzie termodynamicznym zastosowany zostanie czynnik niskowrzący. W przypadku zastosowania łożysk ślizgowych, ze względu na duże trudności z uszczelnieniem przestrzeni smarnych, planowane jest zastosowanie tego samego czynnika niskowrzącego w postaci

ciekłej jako czynnika smarnego łożysk. Przy analizie łożysk ślizgowych, układ łożyskowania wirnika składał się z dwóch hydrodynamicznych łożysk poprzecznych (umieszczonych po obu stronach części przepływowej) oraz pasywnego łożyska magnetycznego (przystosowanego do przenoszenia obciążeń osiowych). W drugim analizowanym wariantcie łożyskowania, dwa poprzeczne łożyska ślizgowe były zastąpione kulkowymi łożyskami tocznymi, przy czym ze względu na siły osiowe jedno z łożysk było łożyskiem skośnym.

W projektowanej maszynie łożyska wirnika będą pracowały w bardzo trudnych warunkach. Muszą one zapewnić stabilną pracę wirnika przy wysokich obrotach (do ok. 10 000 obr/min) w podwyższonej temperaturze (maksymalnie 200°C). Dodatkowo, ze względu na częste rozbiegi i wybiegi mikroturbiny łożyska muszą wykazywać dużą trwałość i niezawodność. Są to podstawowe wymagania, które bezwzględnie muszą być spełnione w przypadku omawianej maszyny.

### 3. ANALIZA DRGAŃ WIRNIKA Z ŁOŻYSKAMI ŚLIZGOWYMI

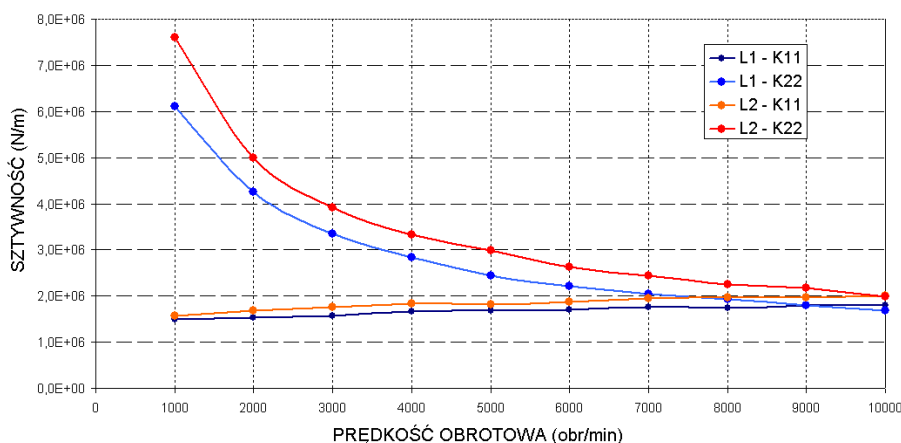
Dla wirnika z łożyskami ślizgowymi badania symulacyjne rozpoczęto od obliczeń kinetostatycznych, następnie przeprowadzono analizę drgań wymuszonych układu, a na koniec przeprowadzono symulacyjną analizę modalną. Do analizy kinetostatycznej oraz drgań wymuszonych wirnika wykorzystano opracowane w Instytucie Maszyn Przepływowych PAN programy serii MESWIR [6]. Na rysunku 2 przedstawiono model MES badanego wirnika, opracowany w programach serii MESWIR. Model ten składał się z 31 elementów belkowych typu Timoshenki, z sześcioma stopniami swobody w każdym węźle. W modelu wirnika uwzględniono tarcze wirnikowe wykonane z innego materiału, które zostały zamodelowane jako dyski sztywne.



Rys. 2. Model MES wirnika mikroturbiny osiowej.

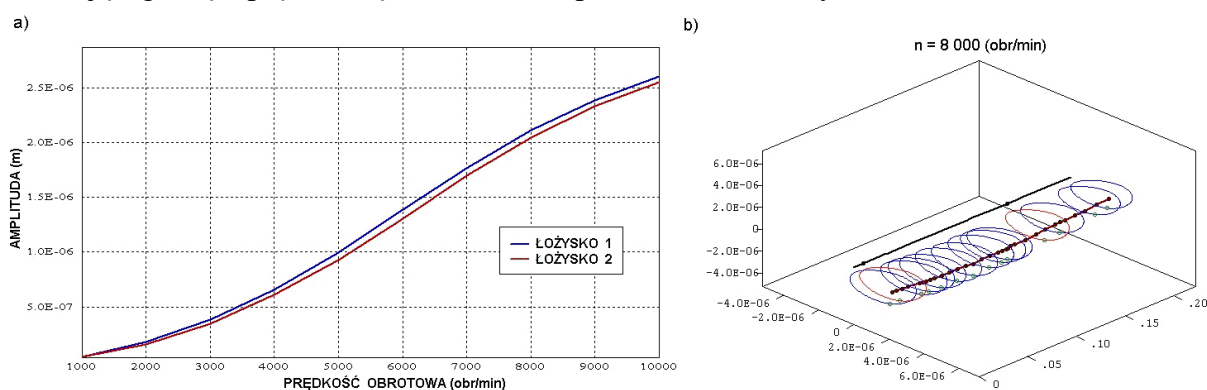
Podczas obliczeń wykorzystano diatermiczny (obliczenia kinetostatyczne) oraz izotermiczny (obliczenia dynamiczne) model cieplny łożysk ślizgowych. Algorytm stosowany w programach serii MESWIR przy wyznaczaniu współczynników sztywności i tłumienia łożysk ślizgowych został szczegółowo omówiony w obszernej monografii [6]. W modelu tym wykorzystywane jest rozbudowane równanie Reynoldsa, równanie energii oraz równanie przewodnictwa cieplnego. Ostatecznie, jako wynik obliczeń, dla każdego łożyska uzyskiwano zestaw czterech współczynników sztywności i czterech współczynników tłumienia (dwa współczynniki główne oraz dwa skośne) charakteryzujące właściwości sprężysto-tłumiące filmu smarnego. Podczas analizy dynamicznej współczynniki te były na nowo wyznaczane dla każdego położenia czopa łożyskowego na trajektorii drgań. Przy zastosowaniu omawianego modelu można uzyskać drgania czopa łożyskowego odbywające się po dowolnej trajektorii, a nie tak jak w przypadku modeli liniowych po okręgu lub elipsie. Do opisu łożysk ślizgowych stosowany był więc model nieliniowy, co jest bardzo istotne przy analizie wirników pracujących przy wysokich prędkościach, gdy może wystąpić niestabilna praca układu.

Tak jak już nadmieniono, obliczenia rozpoczęto od analizy kinetostatycznej, podczas której wyznaczono: temperaturę czynnika smarnego, reakcje podpór łożyskowych, linię ugięcia statycznego wirnika i położenie bazowe czopów w przestrzeni smarnej łożysk. Dodatkowo obliczenia kinetostyczne pozwoliły na wyznaczenie współczynników sztywności i tłumienia filmu smarnego, które podczas tego typu analizy są stałe dla rozpatrywanej prędkości obrotowej wirnika. Wyznaczone współczynniki sztywności dwóch łożysk zostały przedstawione na rysunku 3.



Rys. 3. Zmiana wartości głównych współczynników sztywności łożysk ślizgowych.

Kolejnym etapem badań była analiza właściwości dynamicznych wirnika mikroturbiny. Podczas tej analizy układ wirujący był wymuszany w wyniku działania niewyważenia zamodelowanego na środkowej tarczy wirnikowej (rys. 2). Wartość niewyważenia dobrano w oparciu o normę ISO 1974. Wykorzystując nieliniowy model łożysk ślizgowych przeprowadzono obliczenia w zakresie od 1 000 do 10 000 obr/min. Wyniki obliczeń w postaci przebiegów amplitud drgań względnych czop-panew oraz kształtu linii wirnika obracającego się z prędkością 8000 obr/min przedstawiono na rysunku 4.

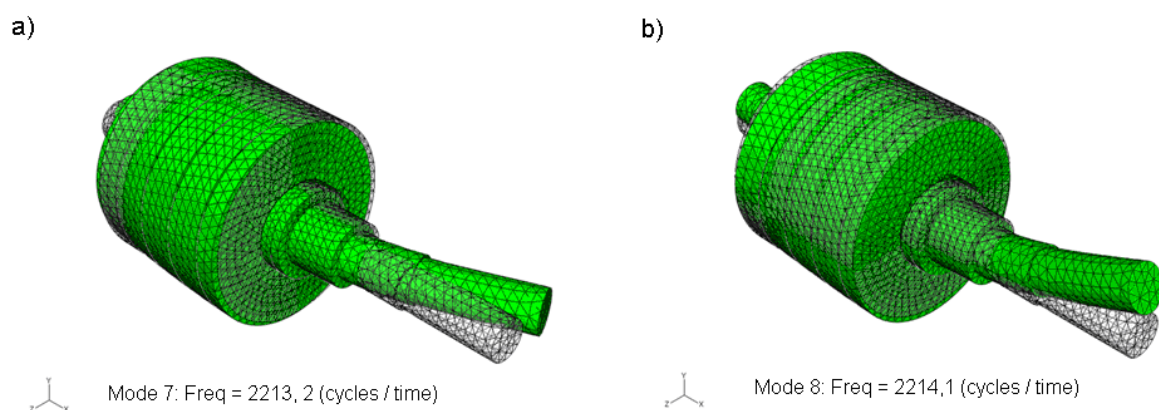


Rys. 4. Wyniki analizy dynamicznej wirnika z łożyskami ślizgowymi (a - przebieg amplitud drgań względnych czop-panew, b – kształt wirnika przy prędkości 8 000 obr/min).

Przeprowadzone badania wykazały, że badany wirnik pracował stabilnie w całym analizowanym zakresie prędkości obrotowych. Na uzyskanych przebiegach amplitud drgań nie pojawiły się niepokojące wzrosty wartości tego parametru. Także kształt trajektorii drgań nie wykazywał oznak niestabilnej pracy układu. Można więc stwierdzić, że uzyskane wyniki obliczeń potwierdziły możliwość zastosowania proponowanego systemu łożyskowania.

W celu lepszego zbadania właściwości dynamicznych wirnika mikroturbiny przeprowadzona została symulacyjna analiza modalna, pozwalająca na wyznaczenie częstotliwości i postaci

drgań własnych. Analizę wykonano przy użyciu komercyjnego programu MES ogólnego przeznaczenia ABAQUS w wersji 6.10 [11]. W programie tym został opracowany trójwymiarowy model wirnika uwzględniający uproszczoną geometrię tarczy wirnikowych oraz wyznaczoną sztywność filmu smarnego łożysk w miejscach podparcia wirnika. Po przeprowadzeniu symulacyjnej analizy modalnej otrzymano zestaw częstotliwości i postaci drgań własnych badanego wirnika. Pierwsza postać drgań giętnych układu, determinująca prędkość krytyczną wirnika, została przedstawiona na rysunku 5. Ponieważ występowała anizotropia podparcia wirnika w łożyskach, zaobserwowano różnice pomiędzy częstotliwościami drgań w płaszczyźnie poziomej i pionowej.



Rys. 5. Wybrane wyniki analizy modalnej – pierwsza postać drgań giętnych wirnika z łożyskami ślizgowymi w płaszczyźnie poziomej (a) i pionowej (b).

Symulacyjna analiza modalna z wykorzystaniem uproszczonego modelu wykazała, że pierwsza postać drgań giętnych wirnika występuje przy częstotliwości ok. 2200 Hz, co odpowiada prędkości obrotowej wynoszącej ok. 130 tys. obr/min. Jest to prędkość kilkunastokrotnie przekraczająca nominalne obroty wirnika. Należy więc stwierdzić, że badany wirnik jest sztywny i będzie pracował wyłącznie w zakresie prędkości podkrytycznych. Przedstawiona analiza drgań badanego wirnika z łożyskami ślizgowymi wykazała więc, że zaproponowany system łożyskowania powinien zapewnić stabilną i bezpieczną pracę układu w zbadanym zakresie prędkości obrotowych.

#### 4. ANALIZA DRGAŃ WIRNIKA Z ŁOŻYSKAMI TOCZNYMI

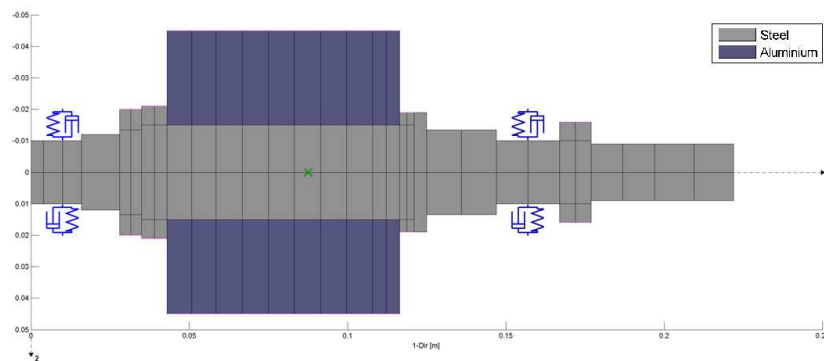
Ze względu na stosunkowo niską prędkość nominalną badanej mikroturbiny, do łożyskowania wirnika możliwe jest zastosowanie łożysk tocznych. Analizę właściwości dynamicznych wirnika z łożyskami tocznymi przeprowadzono wykorzystując program MADYN 2000 [12]. Program ten pozwala na analizę różnego rodzaju maszyn wirnikowych w zakresie drgań poprzecznych, wzdłużnych oraz skrętnych. W przypadku badanej mikroturbiny skoncentrowano się na analizie drgań poprzecznych i przeprowadzono obliczenia kinostatyczne, wykonano symulacyjną analizę modalną oraz zbadano odpowiedź układu na wymuszenie harmoniczne.

Charakterystyczną cechą łożysk tocznych jest ich stosunkowo duża sztywność oraz mała zmiana tej sztywności w zależności od prędkości obrotowej. Łożyska te nie wykazują również typowej dla łożysk ślizgowych anizotropowości. W odróżnieniu od łożysk ślizgowych, łożyska toczne charakteryzują się też bardzo małym tłumieniem drgań, co ma negatywny wpływ na właściwości dynamiczne układu (szczególnie w zakresie rezonansów). W omawianej mikroturbinie zaproponowano zastosowanie poprzecznych jednorzędowych



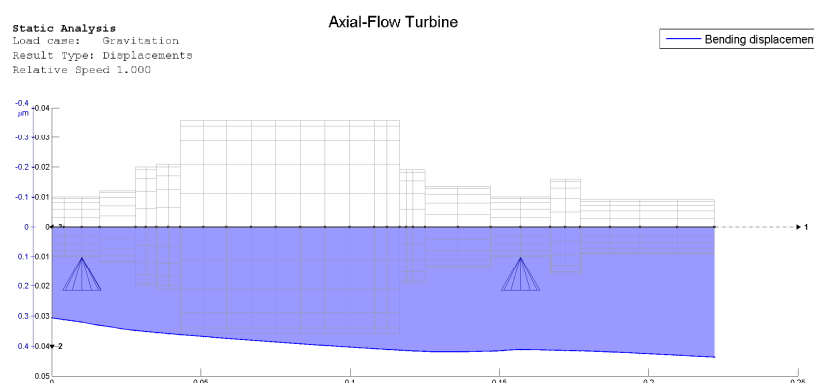
łożysk kulkowych (6004) oraz skośnych dwurzędowych łożysk kulkowych (3204) [10]. Współczynniki sztywności tych łożysk wyznaczono w oparciu o metodę teoretyczną [13], przy założeniu że luz w łożyskach jest likwidowany w wyniku działania ciężaru wirnika. Wyznaczone wartości współczynników sztywności w kierunku poprzecznym wynosiły dla łożyska jednorzędowego  $3,14 \cdot 10^7$  N/m, a dla łożyska dwurzędowego  $2,69 \cdot 10^7$  N/m. Sztywność osiowa łożyska dwurzędowego wynosiła  $2,83 \cdot 10^7$  N/m. Można zauważyć, że wartość współczynników sztywności promieniowej dla obu łożysk była podobna. Zbliżoną wartość uzyskano również w przypadku sztywności osiowej łożyska skośnego.

Na rysunku 6 przedstawiony został model wirnika z widocznym podziałem na elementy skończone oraz z zaznaczonymi miejscami łożyskowania. Na rysunku tym dyski wykonane z aluminium oznaczone zostały innym kolorem. Dyski zostały zamodelowane w sposób odpowiadający ich sztywnemu osadzeniu na wale.



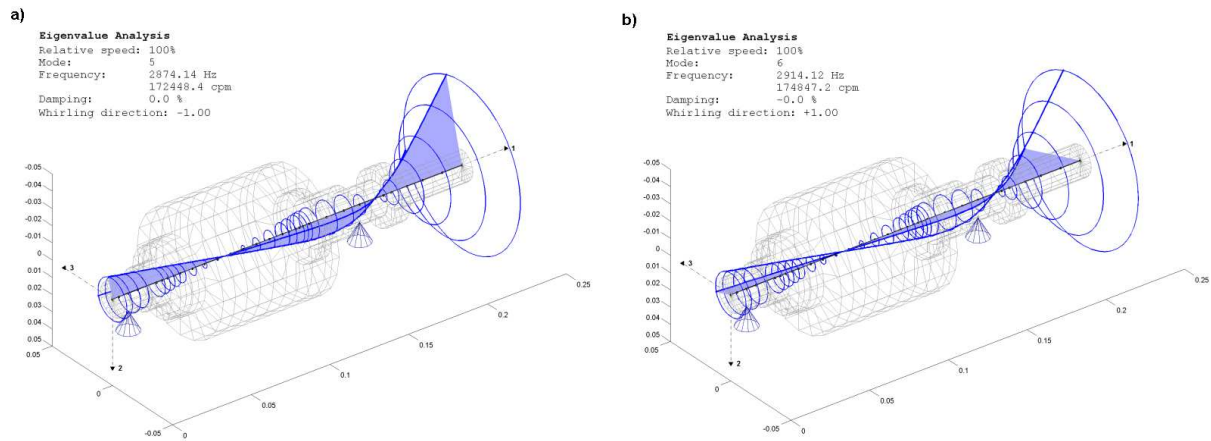
Rys. 6. Model wirnika mikro-turbiny opracowany przy pomocy programu MADYN 2000.

W pierwszym etapie analizy symulacyjnej wyznaczone zostały przemieszczenia czopów oraz odkształcenia wału wywołane działaniem siły ciężkości. Wyniki tych obliczeń zostały przedstawione na rysunku 7. Ponieważ wirnik charakteryzuje się małymi wymiarami oraz niewielką masą, przemieszczenia wywołane działaniem grawitacji nie są duże i osiągnęły maksymalną wartość  $0,4 \mu\text{m}$  na swobodnym końcu wału.



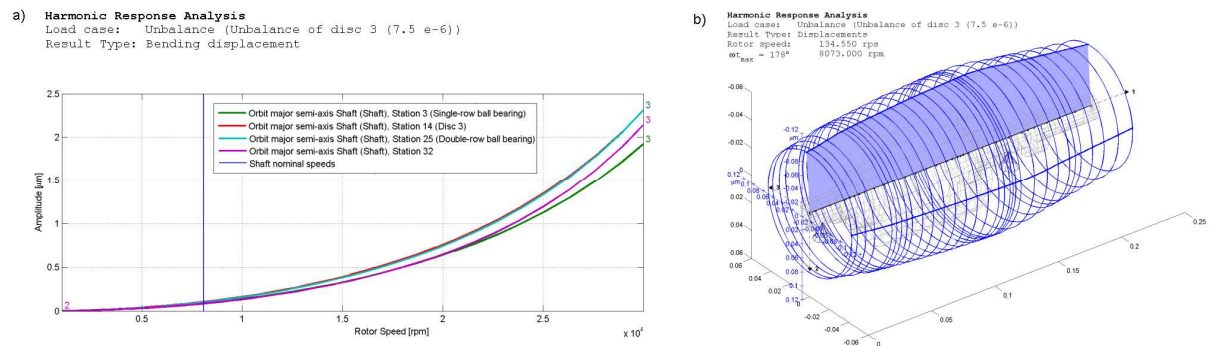
Rys. 7. Przemieszczenia poprzeczne wirnika wywołane działaniem grawitacji.

Następnie przeprowadzono obliczenia modalne w wyniku których wyznaczono częstotliwości i postaci drgań własnych wirnika z uwzględnieniem sztywności łożysk tocznych. W przypadku łożyskowania tocznego pierwsza postać drgań giętych wirnika występowała przy częstotliwości ok. 2900 Hz. Została ona przedstawiona na rysunku 8.



Rys. 8. Wybrane wyniki analizy modalnej - pierwsza postać drgań giętnych wirnika z łożyskami tocznymi w płaszczyźnie pionowej (a) i poziomej (b).

Jako ostatni etap obliczeń sprawdzających przeprowadzono analizę drgań wymuszonych układu w zakresie prędkości do 30 000 obr/min. Wartość niewyważenia była taka sama jak podczas analizy łożysk ślizgowych. W rozważanym zakresie prędkości obrotowych wystąpiły bardzo małe wartości amplitud drgań, nie przekraczające 2,5  $\mu\text{m}$  (rys. 9a). Amplituda drań rosła wraz ze wzrostem prędkości obrotowej, jednak wirnik nie osiągnął prędkości rezonansowej. Trajektorie drgań czopów miały w całym analizowanym zakresie prędkości obrotowych kształt zbliżony do okręgu (rys. 9b).



Rys. 9. Wyniki analizy dynamicznej wirnika z łożyskami tocznymi (a - przebieg amplitud drgań względnych czop-panew, b – kształt wirnika przy prędkości ok. 8 000 obr/min).

## 5. PODSUMOWANIE I WNIOSKI

W artykule przedstawiono wyniki badań właściwości dynamicznych wirnika turbogeneratora mikroturbiny parowej małej mocy. Innowacyjnym pomysłem, który pomyślnie przeszedł weryfikację symulacyjną, było zastosowanie łożysk ślizgowych smarowanych czynnikiem niskowrzącym. Wirnik łożyskowany w zaproponowany sposób pracował stabilnie w przewidzianym dla opracowywanej maszyny zakresie prędkości obrotowych. Równie obiecujące wyniki uzyskano dla wirnika łożyskowanego tocznie. Przeprowadzone analizy wykazały więc możliwość zastosowania również tego typu łożysk w docelowym rozwiązaniu mikroturbiny.

Ze względu na dynamikę badanego układu największa różnica pomiędzy dwoma analizowanymi układami dotyczyła częstotliwości występowania pierwszej postaci drgań

giętych. Dla wirnika z łożyskami ślizgowymi częstotliwość ta wynosiła ok. 2200 Hz, podczas gdy dla wirnika łożyskowanego tocznie ok. 2900 Hz. Różnica ta wynikała z większej sztywności łożysk tocznych. Ze względu na dużą sztywność samego wirnika, sztywność łożysk dla analizowanego układu ma jednak mniejsze znaczenie, gdyż prędkość nominalna w obu rozważanych przypadkach jest wielokrotnie mniejsza od prędkości krytycznej.

Ponieważ wyniki obliczeń potwierdziły możliwość zastosowania obu zaproponowanych wstępnie systemów łożyskowania, decydujące znaczenie dla wyboru konkretnych łożysk będą miały względy technologiczne i eksploatacyjne. Ostateczna decyzja odnośnie systemu łożyskowania zostanie zatem podjęta po przeprowadzeniu badań eksperymentalnych w warunkach laboratoryjnych.

## 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] Brune M. and Detomb I.: *Application of active magnetic bearings in turbocompressors and turboexpanders of the gas industry*. Chemical and Petroleum Engineering, Vol. 38, No. 7-8, 2002.
- [6] Kicinski J.: *Rotor Dynamics*. IFFM Publisher, Gdansk, 2006.
- [7] Muszynska A.: *Rotordynamics*. CRC Press Taylor&Francis Group, 2005.
- [8] Rao J.S.: *Rotor Dynamics*. 3rd Edition, New Age International, 2003.
- [9] Kicinski J., Pietkiewicz P., Zywicka G.: *Nonlinear Vibrations and Heuristic Problems in Rotor-Bearing Systems*. SIRM 2009 - 8th International Conference on Vibrations in Rotating Machines, Vienna (Austria), February 2009.
- [10] Kosowski K., Piwowarski M., Stępień R., Włodarski W.: *Projekt części przepływowej turbiny*. Opracowanie wew. IMP PAN, Gdańsk 2009
- [11] ABAQUS Inc.: *ABAQUS Analysis User Manual*. Version 6.10, 2010.
- [12] MADYN 2000 Documentation, Delta JS, Zurych 2009
- [13] Krzemiński-Freda H.: *Łożyska toczne*. PWN, Warszawa 1989

*Prezentowane badania zostały sfinansowane ze środków projektu kluczowego nr POIG.01.01.02-00-016/08 pt. „Modelowe kompleksy agroenergetyczne jako przykład kogeneracji rozproszonej opartej na lokalnych i odnawialnych źródłach energii”.*

