

# Numeryczne wyznaczanie liniowych i nieliniowych współczynników sztywności i tłumienia poprzecznych łożysk hydrodynamicznych

## Numerical estimation of linear and nonlinear stiffness and damping coefficients of journal hydrodynamic bearings

ŁUKASZ BREŃKACZ  
GRZEGORZ ŻYWICA \*

Materiały z XX SKWPPWiE, Jurata 2016 r.  
DOI: 10.17814/mechanik.2016.7.108

W artykule przedstawiono numeryczne obliczenia współczynników sztywności i tłumienia hydrodynamicznych poprzecznych łożysk ślizgowych. Oprócz liniowych i nieliniowych obliczeń wykonano badania eksperymentalne, podczas których zmierzono przemieszczenia czopów łożyskowych dla wirnika pracującego w szerokim zakresie prędkości obrotowych. Trajektorie drgań zmierzone eksperymentalnie zostały porównane z wynikami obliczeń numerycznych.

**SŁOWA KLUCZOWE:** dynamika wirnika, współczynniki sztywności, współczynniki tłumienia, hydrodynamiczne poprzeczne łożyska ślizgowe, analizy numeryczne, badania eksperymentalne

*The article presents numerical calculations of stiffness and damping coefficients of hydrodynamic journal bearings. In addition to linear and nonlinear calculations, the experimental studies were performed in which the displacements of bearing journals were measured for a wide range of rotational speeds. The trajectories were compared with the results from numerical calculations.*

**KEYWORDS:** rotor dynamics, stiffness coefficients, damping coefficients, hydrodynamic journal bearing, numerical analysis, experimental research

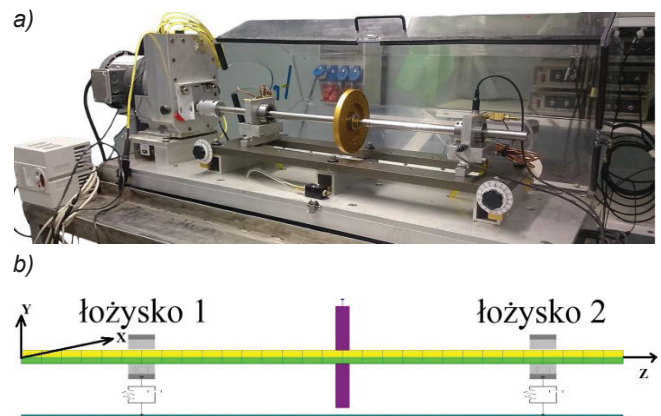
W praktyce wykorzystywane jest numeryczne i eksperymentalne wyznaczanie współczynników dynamicznych łożysk [1, 2]. Numeryczne obliczenia współczynników sztywności i tłumienia przeprowadzone zostały w programach z serii MESWIR [3, 4] rozwijanych w IMP PAN w Gdańsku. W programie KINWIR wykonano liniowe obliczenia kinostatyczne oraz wyznaczono współczynniki sztywności i tłumienia filmu smarnego dla punktu położenia równowagi kinostatycznej. Dane te zostały następnie wykorzystane w programie LDW, który posłużył do wyznaczenia trajektorii drgań czopów łożyskowych. O właściwościach łożysk hydrodynamicznych decydują współczynniki sztywności i tłumienia, które są wyznaczone poprzez rozwiązanie równania Reynoldsa [5]. W obliczeniach istotne jest uwzględnienie wielu zjawisk, m.in. kawitacji [6]. Do analizy właściwości łożysk hydrodynamicznych może być wykorzystana metoda objętości skończonych (MOS) oraz metoda różnic skończonych (MRS) [7]. Do analizy deformacji termosprężystej panwi łożyskowej stosuje się najczęściej metodę elementów skończonych (MES) [8].

Numeryczny model wirnika opisany w niniejszej pracy sporządzony został na podstawie stanowiska laboratoryjnego SpectraQuest przedstawionego na rys. 1a [9]. Główne elementy tego stanowiska to wirnik podparty za pomocą dwóch hydrodynamicznych łożysk ślizgowych. Wirnik połączony został za pomocą sprzęgła sztywnego z motoreduktorem. Maksymalna prędkość obrotowa wirnika to 12 000 obr/min.

Do weryfikacji obliczeń numerycznych wykorzystane zostały trajektorie zmierzone za pomocą czujników wiroprowadowych umieszczonych w pobliżu podpór łożyskowych.

### Obliczenia numeryczne

Model numeryczny zbudowano tak, by jak najdokładniej odzwierciedlał on stanowisko laboratoryjne SpectraQuest. Składa się on z 30 elementów belkowych typu Timoshenki (rys. 1b), każdy o długości 30 mm. Średnica wirnika to 19,02 mm. W węzłach nr 7 i 27 znajdowały się dwa łożyska hydrodynamiczne. Dysk został umieszczony w 17. węźle wirnika (pomiędzy łożyskami). Średnica zewnętrzna dysku wynosiła 152,4 mm. Grubość dysku to 20 mm. Jako materiał wirnika zastosowano stal o module Younga 210 GPa i gęstości 7860 kg/m<sup>3</sup>. Współczynnik Poissona przyjęto jako 0,3.

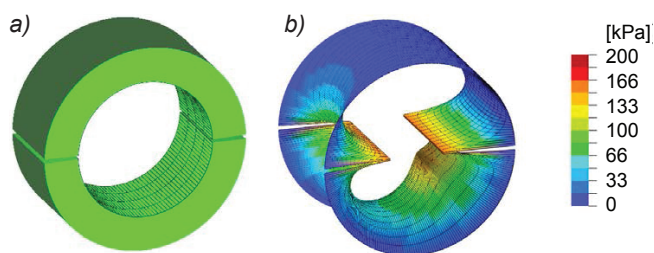


Rys. 1. Stanowisko laboratoryjne (a), model MES stworzony w programie NLDW (b)

Model numeryczny hydrodynamicznego łożyska poprzecznego przedstawiono na rys. 2a. Szerokość panwi łożyska 12,6 mm. Luz promieniowy bezwzględny 76 μm. Liczba elementów siatki numerycznej w kierunku osiowym łożyska to 4. Wysokość szczeliny smarnej wynosi 0,84 mm. Ciśnienie dolotowe oleju było identyczne jak podczas badań eksperymentalnych i wynosiło 160 kPa. Ciśnienie na brzegu panwi równe było ciśnieniu atmosferycznemu. Jako czynnik smarny w łożyskach hydrodynamicznych wykorzystano olej oznaczony jako ISO 13. Jego lepkość w temperaturze 30 °C wynosiła 0,01105 Ns/m<sup>2</sup>.

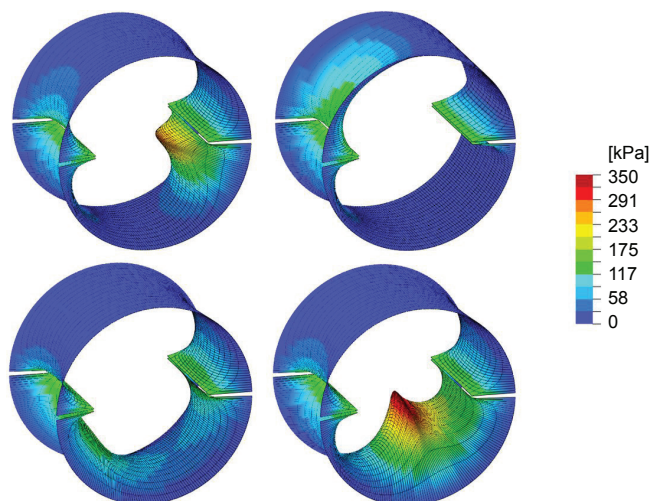
Podstawą do obliczenia współczynników sztywności i tłumienia poprzecznych łożysk hydrodynamicznych są rozkłady ciśnienia na panwi łożyskowej. Na rys. 2b przedstawiono rozkład ciśnienia obliczony dla prędkości 3250 obr/min w programie KINWIR. Maksymalne ciśnienie w panwi łożyskowej to 160 kPa.

\* Mgr inż. Łukasz Breńkacz (lbrenkacz@imp.gda.pl); dr inż. Grzegorz Żywica (gzywica@imp.gda.pl) – Instytut Maszyn Przepływowych im. Roberta Szwalskiego Polskiej Akademii Nauk



Rys. 2. Model numeryczny poprzecznego łożyska hydrodynamicznego (a), rozkład ciśnienia obliczony dla punktu równowagi statycznej przy prędkości 3250 obr/min w programie KINWIR (b)

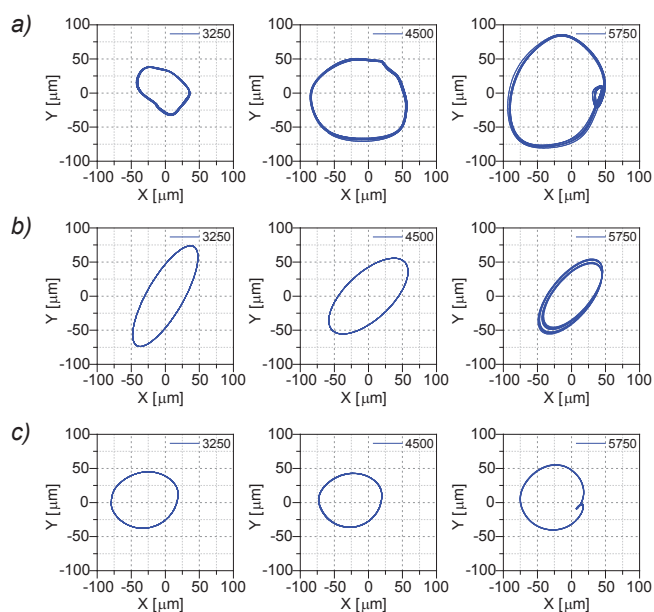
W numerycznych modelach nieliniowych obliczenia wykonywane są dla każdego położenia wirnika, dlatego nie ma jednego rozkładu pola ciśnienia dla stałej prędkości obrotowej, jak to ma miejsce dla obliczeń liniowych. Zmienia się ono w każdej chwili czasu. Na rys. 3 przedstawiono wyniki obliczeń dla prędkości 3250 obr/min dla czterech pozycji wirnika obliczonych co  $90^\circ$ . W czasie pracy ze stałą prędkością obrotową zmienia się rozkład ciśnienia generowanego w łożysku hydrodynamicznym; jego maksymalna wartość to 350 kPa.



Rys. 3. Przedstawienie rozkładu ciśnienia obliczonego dla czterech pozycji czopa łożyskowego (co  $90^\circ$ ) przy prędkości 3250 obr/min w programie NLDW

### Porównanie wyników

Na rys. 4 zestawiono porównanie trajektorii dla trzech prędkości obrotowych: 3250, 4500 oraz 5750 obr/min dla czopa łożyska nr 2. Trajektorie zmierzone podczas badań eksperymentalnych przedstawiono w pierwszym rzędzie, trajektorie obliczone numerycznie za pomocą liniowego algorytmu – w drugim rzędzie, a trajektorie obliczone za pomocą nieliniowego algorytmu – w trzecim rzędzie. Porównując trajektorie z liniowego modelu obliczeń z wynikami badań eksperymentalnych, obserwujemy zbliżony kształt, jednak trajektorie są „wygładzone”. Gdy zestawimy ze sobą wyniki nieliniowej analizy z wynikami badań eksperymentalnych, obserwujemy bardzo dużą zgodność kształtu trajektorii. Niewielkie różnice pomiędzy wynikami analiz numerycznych oraz eksperymentalnych widoczne są w rozmiarze trajektorii, co można zniwelować za pomocą dostrojenia parametrów modelu numerycznego, np. poprzez zwiększenie niewyważenia wirnika. Interesujący jest fakt, że trajektoria obliczona w programie NLDW dla prędkości obrotowej 5750 obr/min uwzględnia małą „pętelkę” znajdującą się po prawej stronie elipsy. Otrzymanie takiej trajektorii drgań nie jest możliwe przy zastosowaniu liniowych modeli obliczeniowych.



Rys. 4. Trajektorie drgań czopa łożyska nr 2: a) zmierzone podczas badań, b) obliczone za pomocą liniowego algorytmu, c) obliczone za pomocą nieliniowego algorytmu

### Podsumowanie

W pracy przedstawiono liniowe i nieliniowe obliczenia numeryczne, dotyczące współczynników sztywności i tłumienia, wykonane w programach z serii MESWIR. Wygenerowane na tej podstawie trajektorie drgań zostały następnie porównane z pomiarami eksperymentalnymi. Tradycyjnym liniowym podejściem do modelowania hydrodynamicznych łożysk ślizgowych jest założenie stałego położenia czopa wirnika. Każde łożysko opisują cztery współczynniki sztywności oraz cztery współczynniki tłumienia. Przemieszczenia i trajektorie obliczone na tej podstawie obrazują przybliżony kształt i wielkość generowanych drgań. Do pełnego i dokładnego opisu dynamiki konieczne są obliczenia nieliniowe. W obliczeniach nieliniowych uwzględniana jest aktualna pozycja czopa wirnika. Umożliwiają one określenie dokładnego kształtu trajektorii również dla bardziej złożonych przypadków (np. wirów i bicia olejowego), występujących w rzeczywistych maszynach wirnikowych.

\* \* \*

**Projekt został sfinansowany ze środków Narodowego Centrum Nauki przyznanych na podstawie decyzji numer 2015/17/N/ST8/01825.**

### LITERATURA

1. Breńkacz Ł. „Identification of stiffness, damping and mass coefficients of rotor- bearing system using impulse response method”. *Journal of Vibroengineering*. 17(5) 2015: pp. 2272÷2282.
2. Breńkacz Ł. „Identyfikacja współczynników dynamicznych łożysk z uwzględnieniem niewyważenia wału”. *Mechanik*. Nr 7 (2015).
3. Kiciński J. „Teoria i badania hydrodynamicznych poprzecznych łożysk ślizgowych”. Wrocław: Ossolineum, 1994.
4. Kiciński J. „Dynamika wirników i łożysk ślizgowych”. Gdańsk: IMP PAN, Maszyny Przepływowe, 2005.
5. Reynolds O. „On the theory of lubrication and its applications to Mr. Beauchamp Tower’s experiments, Including an Experimental Determination of the Viscosity of Olive Oil”. *Proceedings of Royal Society*, 1886.
6. Daniel G.B., Machado T.H., Cavalca K.L. „Investigation on the influence of the cavitation boundaries on the dynamic behavior of planar mechanical systems with hydrodynamic bearings”. *Mechanism and Machine Theory*. 99 (2016): pp. 19÷36.