

Załącznik 2a (wersja polska)

Autoreferat

Przedstawiający opis dorobku i osiągnięć naukowych, w szczególności określonych w art. 16 ust. 2 ustawy z dnia 14 marca 2003 r. o stopniach naukowych i tytule naukowym oraz o stopniach i tytule w zakresie sztuki

dr inż. Grzegorz Żywica

Instytut Maszyn Przepływowych im. R. Szewalskiego PAN
Ośrodek Mechaniki Maszyn
Zakład Dynamiki i Diagnostyki Turbin
ul. Fiszer 14, 80-231 Gdańsk

Gdańsk, czerwiec 2018

Spis treści

1. Imię i nazwisko	3
2. Posiadane dyplomy, stopnie naukowe z podaniem nazwy, miejsca i roku ich uzyskania oraz tytułu rozprawy doktorskiej.....	3
3. Informacja o dotychczasowym zatrudnieniu w jednostkach naukowych	3
4. Wskazanie osiągnięcia wynikającego z art. 16 ust. 2 ustawy z dnia 14 marca 2003 r. o stopniach naukowych i tytule naukowym oraz o stopniach i tytule w zakresie sztuki (Dz. U. 2016 r. poz. 882 ze zm. w Dz. U. z 2016 r. poz. 1311.).....	4
a) Tytuł osiągnięcia naukowego	4
b) Wykaz prac wchodzących w skład osiągnięcia	4
c) Omówienie celu naukowego ww. prac i osiągniętych wyników wraz z omówieniem ich ewentualnego wykorzystania.....	6
Wprowadzenie	6
Cel naukowy przeprowadzonych prac badawczych	8
Omówienie zrealizowanych prac badawczych oraz uzyskanych wyników.....	9
Podsumowanie omówienia zrealizowanych prac badawczych oraz uzyskanych wyników	42
Wykorzystanie opracowanych metod i uzyskanych wyników	44
5. Omówienie pozostałych osiągnięć naukowo-badawczych	46
Działalność naukowo-badawcza przed uzyskaniem stopnia naukowego doktora	46
Działalność naukowo-badawcza po uzyskaniu stopnia naukowego doktora.....	47

1. Imię i nazwisko

Grzegorz Żywica

2. Posiadane dyplomy, stopnie naukowe z podaniem nazwy, miejsca i roku ich uzyskania oraz tytułu rozprawy doktorskiej

- 2012 **Ukończenie studiów podyplomowych** prawno-menadżerskich. Politechnika Gdańska, Wydział Zarządzania i Ekonomii.
- 2011 **Uzyskanie stopnia naukowego doktora nauk technicznych** w dyscyplinie budowa i eksploatacja maszyn (specjalność: dynamika maszyn). Instytut Maszyn Przepływowych PAN w Gdańsku, Zakład Dynamiki Wirników i Łożysk Ślizgowych.
- Tytuł rozprawy doktorskiej: „Analiza defektów konstrukcji podpierającej w odniesieniu do stanu dynamicznego maszyny wirnikowej”. Promotor pracy – prof. dr hab. inż. Jan Kiciński. Praca wyróżniona przez radę naukową IMP PAN.
- 2005 **Uzyskanie tytułu zawodowego magistra inżyniera.** Studia dzienne na kierunku mechanika i budowa maszyn (specjalność: inżynierskie zastosowanie komputerów). Uniwersytet Warmińsko-Mazurski w Olsztynie, Wydział Nauk Technicznych.
- Tytuł pracy magisterskiej: „Optymalizacja konstrukcji zbiornika ciśnieniowego przy wykorzystaniu systemów CAD/CAE”. Promotor pracy – dr inż. Jerzy Domański.
- 2000 **Uzyskanie tytułu zawodowego technika mechanika.** Technikum Mechaniczne w Mrągowie o specjalności obróbka skrawaniem.

3. Informacja o dotychczasowym zatrudnieniu w jednostkach naukowych

- 2014 **Kierownik** Zakładu Dynamiki i Diagnostyki Turbin, Ośrodek Mechaniki Maszyn, Instytut Maszyn Przepływowych PAN w Gdańsku (aktualne zatrudnienie)
- 2013 **Zastępca Kierownika** Zakładu Dynamiki Wirników i Łożysk Ślizgowych, Ośrodek Mechaniki Maszyn, Instytut Maszyn Przepływowych PAN w Gdańsku
- 2011 **Adiunkt** w Zakładzie Dynamiki Wirników i Łożysk Ślizgowych, Ośrodek Mechaniki Maszyn, Instytut Maszyn Przepływowych PAN w Gdańsku
- 2005 **Asystent** w Zakładzie Dynamiki Wirników i Łożysk Ślizgowych, Ośrodek Mechaniki Maszyn, Instytut Maszyn Przepływowych PAN w Gdańsku

4. Wskazanie osiągnięcia wynikającego z art. 16 ust. 2 ustawy z dnia 14 marca 2003 r. o stopniach naukowych i tytule naukowym oraz o stopniach i tytule w zakresie sztuki (Dz. U. 2016 r. poz. 882 ze zm. w Dz. U. z 2016 r. poz. 1311.)

a) Tytuł osiągnięcia naukowego

Jako osiągnięcie naukowe uzyskane po otrzymaniu stopnia doktora, stanowiące znaczny wkład autora w rozwój dyscypliny mechanika, wskazuję cykl publikacji powiązanych tematycznie oraz dwa osiągnięcia konstrukcyjne pod zbiorczym tytułem:

**„Opracowanie metod modelowania niekonwencjonalnych systemów
łożyskowania maszyn wirnikowych”**

Wskazany cykl publikacji składa się z 15 prac, w tym: 2 monografii, 12 artykułów naukowych (w tym 6 artykułów w czasopismach znajdujących się w bazie Web of Science) oraz jednego referatu przedstawionego na międzynarodowej konferencji naukowej. Uzupełnienie cyklu publikacji stanowią dwa osiągnięcia konstrukcyjne.

Oświadczenia wszystkich współautorów publikacji, potwierdzające indywidualny wkład każdego z nich w ich powstanie, zostały zamieszczone w załączniku 4.

b) Wykaz prac wchodzących w skład osiągnięcia

1. Kiciński J., Żywica G. (50%), *The numerical analysis of the steam microturbine rotor supported on foil bearings*, Advances in Vibration Engineering 2012, 11(2), 113-119 (WoS, JCR)
2. Żywica G. (100%), *The static performance analysis of the foil bearing structure*, Acta Mechanica et Automatica 2011, 5(4), 119-122
3. Żywica G. (100%), *The dynamic performance analysis of the foil bearing structure*, Acta Mechanica et Automatica 2013, 7(1), 58-62
4. Żywica G. (65%), Kiciński J., Bagiński P., *The static and dynamic numerical analysis of the foil bearing structure*, Journal of Vibration Engineering & Technologies 2016, 4(3), 213-220 (WoS, JCR)
5. Bogulicz M., Żywica G. (50%), *Program MESLOF do wspomagania analizy wirników wspartych na łożyskach foliowych*, Mechanik 2013, 7, 23-30
6. Kiciński J., Żywica G. (50%), *Dynamika mikroturbin parowych*, Wydawnictwo IMP PAN, Gdańsk 2014, 234 str. (monografia)
7. Kiciński J., Żywica G. (50%), *Steam microturbines in distributed cogeneration*, Springer, Cham-Heidelberg-New York-Dordrecht-London 2014, 219 str. (monografia)
8. Żywica G. (60%), Bogulicz M., Bagiński P., *Modelling and analysis of rotating systems with gas foil bearings under transient operating conditions*, Tribologia 2017, 2, 167-173
9. Żywica G. (60%), Bagiński P., Andrearczyk A., *Analysis of thermal damage in the high-speed foil bearings*, Solid State Phenomena 2017, 260, 266-277
10. Żywica G. (40%), Bagiński P., Banaszek S., *Experimental studies on foil bearing with a sliding coating made of synthetic material*, Journal of Tribology - Transactions of the ASME 2016, 138(1), 011301 (WoS, JCR)
11. Żywica G. (50%), Bagiński P., Andrearczyk A., *Experimental research on gas foil bearings with polymer coating at an elevated temperature*, Tribologia 2016, 3, 217-227

12. Żywica G. (50%), Bagiński P., Kiciński J., *Selected operational problems of high speed rotors supported by gas foil bearings*, SIRM2017 – 12th International Conference on Vibrations in Rotating Machines, Graz (Austria), 15-17 luty 2017
13. Kaczmarczyk T.Z., Żywica G. (30%), Ihnatowicz E., *The impact of changes in the geometry of a radial microturbine stage on the efficiency of the micro CHP plant based on ORC*, ENERGY 2017, 137, 530-543 (WoS, JCR)
14. Kaczmarczyk T.Z., Żywica G. (30%), Ihnatowicz E., *Vibroacoustic diagnostics of a radial microturbine and a scroll expander operating in the organic Rankine cycle installation*, Journal of Vibroengineering 2016, 18(6), 4130-4147 (WoS, JCR)
15. Żywica G. (60%), Kaczmarczyk T.Z., Ihnatowicz E., *A review of expanders for power generation in small-scale organic Rankine cycle systems: Performance and operational aspects*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy 2016, 230(7), 669-684 (WoS, JCR)

Autorstwo zrealizowanego oryginalnego osiągnięcia projektowego, konstrukcyjnego lub technologicznego:

16. Jestem głównym konstruktorem *turbogeneratorsa ORC o mocy elektrycznej 30 kW*. Byłem odpowiedzialny za opracowanie wstępnej koncepcji konstrukcyjnej, szczegółowych rozwiązań konstrukcyjnych, modelu CAD 3D oraz dokumentacji wykonawczej turbogeneratorsa. W ramach prac projektowych odpowiadałem również za dobór systemu łożyskowania oraz analizę właściwości wytrzymałościowych i dynamicznych wirnika. Opracowany turbogenerator pomyślnie przeszedł wstępne testy rozruchowe. Aktualnie prowadzone są dalsze badania laboratoryjne w warunkach zbliżonych do rzeczywistych oraz testy trwałościowe. Oryginalność opracowanego rozwiązania wynika z następujących cech: zastosowanie hermetycznej konstrukcji korpusu turbogeneratorsa niewymagającego smarowania olejowego (ang. oil-free technology), konstrukcja wysokoobrotowego rotora (15 tys. obr/min) zapewniająca pracę maszyny w zakresie podkrytycznym oraz nietypowy system łożyskowania zbudowany w oparciu o dwa wysokoobrotowe, precyzyjne skośne łożyska toczne, podparte w sposób umożliwiający utrzymanie ich optymalnego napięcia w szerokim zakresie prędkości obrotowych, obciążeń i temperatur. Prace zostały zrealizowane w ramach Strategicznego Programu Badań Naukowych i Prac Rozwojowych - Zadanie Badawcze nr 4: Opracowanie zintegrowanych technologii wytwarzania paliw i energii z biomasy, odpadów rolniczych i innych. Opracowany turbogenerator jest przystosowany do zastosowania w układzie kogeneracyjnym zasilanym ciepłem odpadowym z silnika spalinowego. Opracowany turbogenerator był tematem opracowań wewnętrznych IMP PAN, wystąpień konferencyjnych oraz publikacji naukowych (w tym rozdziału monografii).
17. Jestem głównym konstruktorem *turbogeneratorsa ORC o mocy elektrycznej 1 kW*. Byłem odpowiedzialny za opracowanie wstępnej koncepcji konstrukcyjnej, szczegółowych rozwiązań konstrukcyjnych, modelu CAD 3D oraz dokumentacji wykonawczej turbogeneratorsa. Odpowiadałem również za opracowanie bezolejowego systemu łożyskowania oraz analizę właściwości wytrzymałościowych i dynamicznych wirnika. Opracowany turbogenerator przechodzi obecnie testy w warunkach laboratoryjnych. Oryginalność opracowanego rozwiązania wynika z następujących cech: zastosowanie hermetycznej konstrukcji korpusu turbogeneratorsa (ang. oil-free technology), niekonwencjonalny system łożyskowania opracowany w oparciu o dwa poprzeczno-wzdłużne łożyska gazowe zasilane parą czynnika niskowrzącego, zastosowanie wirnika o bardzo wysokiej prędkości obrotowej (do 120 tys. obr/min) do którego budowy wykorzystałem tworzywa sztuczne. Prace zostały zrealizowane w ramach projektu POIR.02.03.02-22-0009/15-00 pt. „Opracowanie nowego produktu – mikroturbiny o mocy 1 kW z elementami z tworzyw sztucznych oraz nie wymagającej smarowania olejowego, funkcjonującej w układzie kogeneracji do zastosowań w indywidualnych gospodarstwach domowych” na zamówienie partnera przemysłowego.

Opracowany turbogenerator został przystosowany do współpracy z układem kogeneracyjnym ORC, w którym źródłem ciepła będzie domowy kocioł grzewczy.

Uwaga odnośnie sposobu oznaczania odwołań do poszczególnych pozycji dorobku:

Odwołania zamieszczone w dalszej części autoreferatu odnoszą się do prac wchodzących w skład osiągnięcia naukowego (numeracja bez dodatkowych symboli literowych) oraz do pozostałych pozycji dorobku i osiągnięć naukowych zamieszczonych w załączniku 3. Odwołania do pozycji wymienionych w załączniku 3 posiadają dodatkowe symbole literowe poprzedzające numer, które są zgodne z poszczególnymi podpunktami tego załącznika.

- c) *Omówienie celu naukowego ww. prac i osiągniętych wyników wraz z omówieniem ich ewentualnego wykorzystania*

Wprowadzenie

W bezolejowych systemach łożyskowania, powszechnie stosowany czynnik smarny w postaci oleju zastępuje się innymi substancjami, takimi jak np.: woda, powietrze lub organiczne czynniki niskowrzące. Ze względu na nietypowy czynnik smarny łożyska takie nazywa się również niekonwencjonalnymi. Pomimo że substancje te mają gorsze właściwości smarne niż oleje mineralne i syntetyczne, ich wykorzystanie do smarowania łożysk niektórych maszyn wirnikowych może być bardzo atrakcyjną alternatywą. Dlatego w ostatnich latach w wielu ośrodkach naukowych i przemysłowych na całym świecie prowadzone są prace badawcze i rozwojowe nad systemami łożyskowania, umożliwiającymi budowę i eksploatację różnego typu maszyn przepływowych wg nowej koncepcji.

Rosnące zainteresowanie tym kierunkiem rozwoju systemów łożyskowania wynika z kilku zalet, dotyczących nie tylko samych łożysk, ale również całych maszyn i systemów w których one funkcjonują. Po pierwsze, rezygnacja z oleju jako czynnika smarnego łożysk umożliwia znaczne uproszczenie konstrukcji całej maszyny, która nie musi być wyposażona w dodatkowy układ zasilania, chłodzenia i filtrowania oleju. Po drugie, obecność oleju w przestrzeni smarnej łożysk wymaga stosowania zaawansowanych uszczelnień ruchowych, zapobiegających przedostawaniu się czynnika smarnego do pozostałych części korpusu oraz na zewnątrz maszyny. W systemach bezolejowych czynnikiem smarnym łożysk może być czynnik roboczy innego obiegu (np. czynnik niskowrzący obiegu ORC) lub substancja (ciecz lub gaz) znajdująca się w bezpośrednim otoczeniu łożyska - więc nie ma potrzeby odizolowywania węzłów łożyskowych od pozostałych przestrzeni korpusu. Stosowanie tego samego czynnika do zasilania łożysk i np. turbiny ma też tą zaletę, że wyciek z łożysk nie ma wpływu na czystość czynnika roboczego obiegu termodynamicznego. Jest to bardzo poważny problem w maszynach wirnikowych z łożyskami smarowanymi olejem, gdzie jego wyciek do drugiego obiegu powoduje zmianę składu, właściwości fizycznych i termodynamicznych czynnika roboczego, co w konsekwencji przyczynia się do pogorszenia parametrów pracy i szybszego zużycia części maszyny. Mieszanie się oleju z inną substancją jest również poważnym zagrożeniem dla łożysk, które są przystosowane do smarowania czystym olejem. Należy również podkreślić, że oprócz wymienionych wyżej zalet, zastosowanie niekonwencjonalnych systemów łożyskowania w niektórych maszynach przepływowych jest rozwiązaniem korzystnym energetycznie. Urządzenia ekspansyjne takie jak turbiny parowe i gazowe pracują w układach, w których obieg czynnika roboczego jest wymuszony pompą lub sprężarką. Bez dodatkowych systemów wspomagających, w takim obiegu mamy więc do dyspozycji czynnik roboczy pod ciśnieniem, którym można zasilać również łożyska. W obiegach z

turbinami parowymi może być to zarówno czynnik roboczy w postaci ciekłej (za pompą) lub gazowej (za parownikiem). Do poprawnej pracy łożysk mikroturbiny wystarcza zasilanie niewielką ilością czynnika roboczego (zazwyczaj jest to nie więcej niż kilka procent całkowitego natężenia przepływu), co w porównaniu z energią zużywaną w dodatkowym układzie zasilania olejem jest mniej energochłonne. Mniejsze straty energii wynikają również z mniejszych strat tarcia w łożyskach smarowanych czynnikiem o mniejszej lepkości. Jeszcze lepiej bilans energetyczny wygląda w łożyskach samodiałających (ang. self-acting bearings), takich jak np. łożyska foliowe, które do poprawnej pracy nie wymagają zewnętrznego źródła zasilania. W tego typu łożyskach jako czynnik smarny wykorzystywany jest płyn znajdujący się w bezpośrednim otoczeniu. Przy odpowiedniej konstrukcji łożyska i wysokich prędkościach obrotowych nawet gazy o bardzo małej lepkości umożliwiają tworzenie się stabilnego filmu smarnego. Nie do pominięcia są również względy ekologiczne, które w ostatnich latach mają coraz większe znaczenie. W maszynach z bezolejowymi systemami łożyskowania nie ma potrzeby wymiany i utylizacji zużytego oleju, nie dochodzi również do zanieczyszczenia środowiska naturalnego na skutek jego wycieków. Ta zaleta jest wykorzystywana np. w turbinach wodnych, których łożyska mogą być smarowane wodą. Dzięki temu, że maszyny i urządzenia wykorzystujące bezolejowe systemy łożyskowania mają prostszą i bardziej kompaktową konstrukcję, są one również lżejsze oraz tańsze w budowie i eksploatacji.

Obszar zastosowań niekonwencjonalnych systemów łożyskowania stale się powiększa. Od wielu lat są one stosowane m.in. w turbinach wodnych, układach przeniesienia napędu siłowni okrętowych i pompach specjalnego przeznaczenia. Maszyny tego typu posiadają najczęściej wolnoobrotowe wały z łożyskami hydrodynamicznymi lub hybrydowymi, w których czynnikiem smarnym jest woda lub inne ciecze znajdujące się w bezpośrednim otoczeniu łożyska. Z kolei w maszynach takich jak: wysokoobrotowe dmuchawy i sprężarki, precyzyjne obrabiarki wysokoobrotowe, czy wysokoobrotowe silniki elektryczne specjalnego przeznaczenia, wykorzystywane są łożyska gazowe zasilane powietrzem (nazywane też łożyskami aerostatycznymi). W ostatnich latach zainteresowanie bezolejowymi systemami łożyskowania wzrosło również w odniesieniu do maszyn takich jak: turboekspandery, turbosprężarki, czy mikroturbiny parowe i gazowe. Takie maszyny przepływowe posiadają najczęściej precyzyjnie wykonane, lekkie wirniki, które obracają się z bardzo dużymi prędkościami (często przekraczającymi 100 000 obr/min). W takich warunkach najlepiej sprawdzają się łożyska gazowe. Ze względu na to, że samodiałające łożyska gazowe przy niskich prędkościach wykazują niską nośność, dotychczas w takich zastosowaniach preferowane były łożyska gazowe zasilane (ang. externally pressured bearings): gazostatyczne lub hybrydowe. Dostępne obecnie materiały konstrukcyjne i funkcjonalne oraz rozwój specjalnych konstrukcji łożysk o zmiennej geometrii umożliwia już stosowanie w takich warunkach również łożysk samodiałających, nie wymagających zewnętrznego źródła zasilania czynnikiem smarnym. Zapotrzebowanie na takie rozwiązania można zauważyć przede wszystkim w takich branżach jak: lotnictwo, motoryzacja czy energetyka rozproszona. Maszyny przepływowe wykorzystywane w tych zastosowaniach powinny charakteryzować się takimi cechami jak: lekkość i kompaktowość konstrukcji, niska energochłonność, przyjazność dla środowiska, długa żywotność i niezawodność, cichobieżność oraz niskie koszty eksploatacji. Takimi właściwościami charakteryzują się maszyny z bezolejowymi systemami łożyskowania, w szczególności z łożyskami nie wymagającymi zewnętrznego zasilania czynnikiem smarnym.

Cel naukowy przeprowadzonych prac badawczych

W powyższym wprowadzeniu podałem główne powody, dla których po uzyskaniu stopnia doktora zająłem się badaniami niekonwencjonalnych systemów łożyskowania mikroturbin energetycznych, w tym w szczególności wysokoobrotowych łożysk foliowych.

W ostatnich latach uczestniczyłem jako koordynator, kierownik zespołu badawczego, kierownik zadań oraz wykonawca w realizacji kilku projektów badawczych i rozwojowych, których celem było opracowanie nowych technologii z zakresu energetyki rozproszonej, energetycznego wykorzystania zasobów odnawialnych oraz niskotemperaturowego ciepła odpadowego. Okazało się, że w zakresie małych mocy najbardziej perspektywiczną technologią umożliwiającą wytwarzanie energii elektrycznej są mikroturbiny parowe zasilane czynnikiem niskowrzącym, pracujące w układach ORC (organic Rankine cycle). Główną barierą ograniczającą obecnie rozwój tego typu układów jest brak dostępnych na rynku wysokosprawnych i niezawodnych urządzeń ekspansyjnych. Okazało się również, że zastosowanie w układzie ORC wysokoobrotowego turbogeneratorsa opracowanego w technologii bezolejowej, w którym jedynym ruchomym elementem jest wirnik (składający się z mikroturbiny i generatora osadzonych na wspólnym wale) podparty na łożyskach smarowanych czynnikiem niskowrzącym jest z wielu względów optymalnym rozwiązaniem.

Szczególnie korzystne wydawało się zastosowanie łożysk nie wymagających zewnętrznego zasilania czynnikiem smarnym, a jednocześnie odpornych na bardzo trudne warunki pracy. Uważałem, że wysokoobrotowe łożyska foliowe mogłyby sprostać takim wymaganiom, ale ze względu na brak gotowych rozwiązań komercyjnych oraz nieistnienie standardów w zakresie doboru i projektowania takich łożysk, ich szybka aplikacja była niemożliwa. Barierą przeszkadzającą w podjęciu działań zmierzających do samodzielnego opracowania konstrukcji takich łożysk był z kolei brak sprawdzonych i wiarygodnych metod analizy i optymalizacji podzespołów łożysk foliowych. Ich złożona budowa i specyficzna zasada działania nie pozwalały na zastosowanie gotowych modeli stosowanych np. do analizy hydrodynamicznych łożysk ślizgowych. Studia literaturowe wskazywały natomiast, że najczęściej stosowanym podejściem przy opracowywaniu nowych łożysk foliowych były próby eksperymentalne, polegające na konsekwentnym wprowadzaniu stopniowych zmian konstrukcyjnych i materiałowych oraz przeprowadzaniu testów w warunkach zbliżonych do rzeczywistych, aż do uzyskania zamierzonego efektu. Ze względu na duże koszty, czasochłonność i brak w tamtym czasie dostępu do wyspecjalizowanego zaplecza laboratoryjnego takie podejście było niemożliwe do zaakceptowania.

W związku z powyższym, w ramach realizowanych przeze mnie prac badawczych, postanowiłem opracować metody modelowania umożliwiające analizę niekonwencjonalnych systemów łożyskowania, które można byłoby zastosować w mikroturbinach energetycznych. Celem szczegółowym prowadzonych przeze mnie badań było opracowanie metod umożliwiających analizę właściwości statycznych, dynamicznych i cieplnych łożysk foliowych i ich podzespołów, a także przeprowadzenie badań eksperymentalnych umożliwiających weryfikację i potwierdzających użyteczność opracowanych metod.

W ramach dążenia do realizacji tak określonego celu została sformułowana teza, że możliwe jest opracowanie wiarygodnych i efektywnych modeli numerycznych, umożliwiających prowadzenie analiz statycznych, dynamicznych i cieplnych łożysk foliowych i ich elementów, pozwalających na ocenę ich właściwości, optymalizację oraz projektowanie nowych konstrukcji.

Opracowanie wiarygodnych metod analizy wysokoobrotowych łożysk foliowych, ze względu na ich złożoną konstrukcję oraz jednocześnie występowanie kilku zjawisk fizycznych bardzo trudnych do opisu teoretycznego i numerycznego, stanowiło bardzo duże wyzwanie naukowe, którego realizacja otworzyła nowe możliwości w zakresie przewidywania właściwości, optymalizacji konstrukcji oraz doboru materiałów konstrukcyjnych i funkcjonalnych. Osiągnięcie tak postawionego celu naukowego ma również duże znaczenie użytkowe, bowiem zaproponowane przeze mnie metody umożliwiają opracowanie nowych konstrukcji łożysk foliowych z wykorzystaniem narzędzi komputerowych, co znacznie przyspiesza proces projektowania oraz obniża koszty w porównaniu z metodami eksperymentalnymi. Będące głównym przedmiotem mojego zainteresowania łożyska foliowe, oprócz wymienionych wcześniej zalet, mają też pewne wady. Najważniejsze z nich to: problemy z przewidywaniem ich właściwości na etapie projektowania i związana z tym konieczność realizacji wielu przedwzrostowych prób eksperymentalnych, typowa dla łożysk gazowych niska nośność oraz występowanie zacisku wstępnego i zużycia powierzchni ślizgowych przy niskich prędkościach obrotowych. Dzięki opracowanym metodom analizy, poszczególne części łożysk foliowych można tak dopracować, aby wady te nie stanowiły przeszkody w dalszym rozwoju i kolejnych aplikacjach tej technologii łożyskowania. Opracowane rozwiązania otwierają więc nowe możliwości w zakresie analizy i projektowania niekonwencjonalnych systemów łożyskowania dla różnego typu maszyn wirnikowych, w szczególności mikroturbin wykorzystywanych w energetyce rozproszonej.

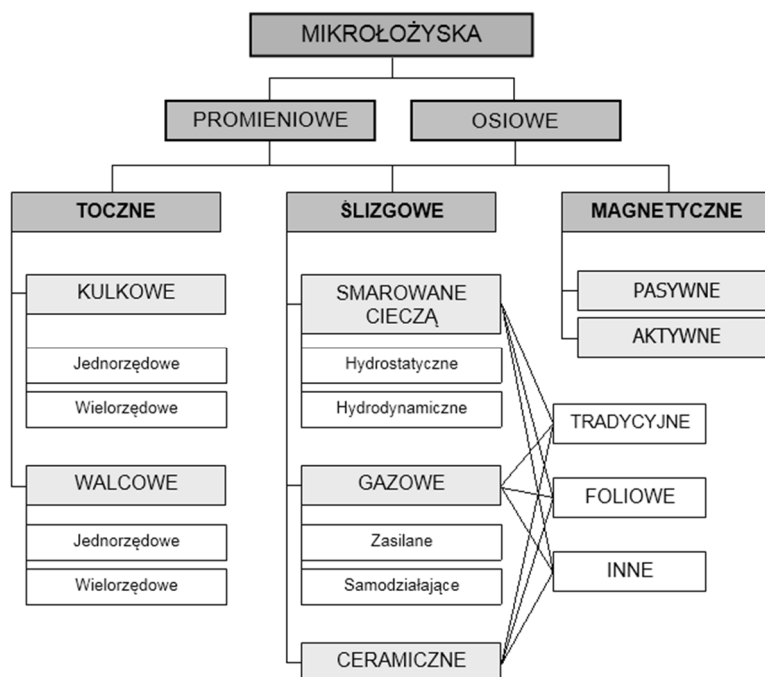
Omówienie zrealizowanych prac badawczych oraz uzyskanych wyników

Prowadzone przeze mnie badania miały zarówno charakter teoretyczny jak i eksperymentalny. Prace teoretyczne obejmowały głównie opracowanie modeli numerycznych oraz analizy symulacyjne. Badania eksperymentalne miały przede wszystkim na celu sprawdzenie poprawności działania różnych rozwiązań konstrukcyjnych oraz pozyskanie charakterystyk niezbędnych do weryfikacji opracowanych modeli numerycznych. Syntetyczne omówienie zrealizowanych prac badawczych oraz najważniejszych wyników, wraz z odniesieniem do prac wchodzących w skład osiągnięcia naukowego oraz moich pozostałych osiągnięć, zamieściłem w kolejnych podpunktach autoreferatu.

I. Wstępne analizy niekonwencjonalnych systemów łożyskowania mikroturbin parowych

Badania niekonwencjonalnych systemów łożyskowania rozpocząłem od analizy różnych typów łożysk, które potencjalnie mogłyby poprawnie funkcjonować bez smarowania olejem w warunkach typowych dla mikroturbin parowych. Największe wyzwanie, poza rezygnacją z powszechnie stosowanego olejowego czynnika smarnego, stanowiła wysoka prędkość obrotowa wirników oraz wysoka temperatura pracy. Warunki te sprawiają, że standardowe systemy łożyskowania stosowane w budowie maszyn nie sprawdzają się. Poza tym, że nie zapewniają one stabilnej pracy wirnika przy wysokich prędkościach obrotowych, to jeszcze ulegają nadmiernemu zużyciu prowadzącemu do szybkiego uszkodzenia łożysk i niesprawności całej maszyny. Zaproponowany przeze mnie podział łożysk, które można rozpatrywać w kontekście zastosowania ich w mikroturbinach, został przedstawiony na rys. 1.

Przeprowadzone na wstępnym etapie analizy obejmowały kilka niekonwencjonalnych systemów łożyskowania, w tym: hydrodynamiczne i hybrydowe (hydrostatyczno-hydrodynamiczne) łożyska ślizgowe smarowane ciekłym czynnikiem niskowrzącym, łożyska gazowe zasilane parą czynnika niskowrzącego oraz łożyska foliowe.



Rys. 1. Proponowany podział łożysk stosowanych w mikroturbinach.

Właściwości hydrodynamicznych łożysk ślizgowych smarowanych czynnikiem niskowrzącym w postaci ciekłej zostały wstępnie ocenione na drodze symulacji komputerowej [6,7,E6,E7,L1,L2]. Obliczenia przeprowadzono przy wykorzystaniu programów serii MESWIR, które zostały opracowane w IMP PAN przez zespół prof. Jana Kicińskiego¹ i w dalszym ciągu są rozwijane w Zakładzie Dynamiki i Diagnostyki Turbin IMP PAN. Przeprowadzenie obliczeń dla wirników mikroturbin z łożyskami smarowanymi czynnikiem niskowrzącym wymagało wprowadzenia charakterystyki nowego czynnika smarnego oraz odpowiedniej konfiguracji wybranych parametrów obliczeniowych. W przypadku warunków typowych dla mikroturbin parowych ORC, zastosowanie łożysk hydrodynamicznych smarowanych olejem wiąże się z występowaniem granicy stabilności przy dość niskiej prędkości, co objawia się poprzez drgania i bicie olejowe. Wg zaproponowanej koncepcji, olejowy czynnik smarny został zastąpiony ciekłym czynnikiem niskowrzącym, który może być pobierany z obiegu termodynamicznego siłowni ORC. Czynniki niskowrzące z reguły charakteryzują się małą lepkością, co umożliwia pracę łożyska przy wyższych prędkościach obrotowych bez oznak niestabilności hydrodynamicznej. Zastosowanie nietypowego czynnika smarnego wiązało się z koniecznością opracowania nowej geometrii łożyska. W przeanalizowanym przypadku lepkość czynnika smarnego była ok. 1 000 razy mniejsza od lepkości typowego oleju, co pociągało za sobą konieczność doboru odpowiedniego luzu smarnego i szerokości łożyska. Po optymalizacji geometrii łożysk przeprowadzono obliczenia symulacyjne dla typowego dwupodporowego wirnika mikroturbiny parowej, w zakresie prędkości do 100 tys. obr/min [6,7]. Uzyskane wyniki wykazały, że wirnik mikroturbiny w całym analizowanym zakresie prędkości obrotowych pracował stabilnie, przy amplitudach drgań czopów łożyskowych osiągających do 2/3 wartości luzu promieniowego. Potwierdzało to możliwość zastosowania hydrodynamicznych łożysk ślizgowych smarowanych ciekłym czynnikiem niskowrzącym do łożyskowania wirnika mikroturbiny. Przeprowadzone analizy ujawniły również pewne problemy, które mogą wystąpić podczas praktycznej implementacji tego typu systemu łożyskowania. Dla poprawnej pracy bezwzględnie wymagane jest obfite smarowanie łożysk czynnikiem niskowrzącym o odpowiednim

¹ Kiciński J., Dynamika wirników i łożysk ślizgowych, Seria Maszyny Przepływowe, Tom 28, Wydawnictwo IMP PAN, Gdańsk 2005

ciśnieniu i temperaturze. Niska temperatura wrzenia czynnika smarnego może być przyczyną jego odparowania w szczelinie smarnej i pojawienia się dwufazowego przepływu, co zazwyczaj skutkuje niepoprawną pracą łożysk.

W ramach badań łożysk ślizgowych smarowanych ciekłym czynnikiem niskowrzącym przeprowadzono również analizę łożysk hybrydowych, tzn. łożysk w których na wewnętrznej powierzchni panwi zastosowano dodatkowe kieszenie lewarowe zasilane hydrostatycznie [6,7]. Takie rozwiązanie w przypadku łożysk ślizgowych dużych turbin parowych w wielu przypadkach znacznie poprawia właściwości dynamiczne układu oraz ułatwia rozruch. Celem zastosowania takiego rozwiązania w tym przypadku było przede wszystkim zmniejszenie dość dużych amplitud drgań czopów łożyskowych. Ponieważ w takich łożyskach duże znaczenie ma kształt i rozmieszczenie kieszeni lewarowych, analiza została przeprowadzona dla kilku wariantów [6,7]. Tak samo jak w przypadku łożysk hydrodynamicznych, obliczenia zostały przeprowadzone przy użyciu programów serii MESWIR. Badania symulacyjne różnych konfiguracji łożysk hybrydowych wykazały, że w porównaniu z łożyskami hydrodynamicznymi nie uzyskano znaczącej poprawy właściwości dynamicznych. Pomimo obszernego programu badań, obejmującego dobór optymalnego rozmieszczenia kieszeni lewarowych, ich wymiarów oraz ciśnienia zasilania, nie uzyskano wyraźnego zmniejszenia poziomu drgań w łożyskach. Kolejnym problemem, który dotyczył zarówno łożysk hybrydowych jak i hydrodynamicznych, był bardzo mały luz promieniowy. Najlepsze właściwości dynamiczne przy średnicy czopa równej 10 mm uzyskiwano przy luzie promieniowym na poziomie 7,5 μm . Tak mały luz promieniowy powoduje problemy wykonawcze oraz sprawia, że łożysko jest wrażliwe na zmiany temperatur, bo różna rozszerzalność cieplna czopa i panwi może doprowadzić do zaniku luzu i uszkodzenia łożyska. Główną korzyścią z zastosowania takiego systemu łożyskowania byłoby ułatwienie rozruchu wirnika i zmniejszenie zużycia współpracujących powierzchni czopa i panwi, ale odbywałoby się to kosztem dodatkowej energii potrzebnej do dostarczenia czynnika smarnego pod ciśnieniem. Skłoniło mnie to do dalszego poszukiwania innych rozwiązań bezolejowych systemów łożyskowania mikroturbin parowych.

W ramach badań niekonwencjonalnych systemów łożyskowania uczestniczyłem również w badaniach łożysk gazowych zasilanych parą czynnika niskowrzącego. Tego typu łożyska zostały zastosowane w mikroturbinach parowych ORC [D2], opracowanych w ramach Projektu Kluczowego POIG.01.01.02-00-016/08 [J1], w zadaniu kierowanym przez prof. Zbigniewa Kozaneckiego z Politechniki Łódzkiej. Poprzeczne i wzdłużne łożyska gazowe zasilane parą obiegu ORC zostały zastosowane w kilku wariantach wysokoobrotowego turbogenerатора ORC o mocy ok. 3 kW, przeznaczonych do pracy w domowych układach kogeneracyjnych. W tym przypadku wykonywałem zarówno obliczenia numeryczne, jak i badania eksperymentalne [6,7,L14]. Na podstawie uzyskanych wyników można stwierdzić, że taki system łożyskowania zapewniał bardzo dobre właściwości dynamiczne i cichą pracę układu wirującego w szerokim zakresie prędkości obrotowych [6,7,L14]. Łożyska charakteryzowały się również małym momentem rozruchowym oraz niskimi stratami tarcia. Jako wady w porównaniu do innych niekonwencjonalnych systemów łożyskowania należy wymienić: wysokie koszty wykonania utwardzonej powierzchni ślizgowej czopa, konieczność stosowania bardzo precyzyjnej obróbki, dużą wrażliwość na zmiany temperatury i związaną z tym konieczność wygrzewania łożysk i korpusu przed uruchomieniem mikroturbiny oraz dużą wrażliwość na zanieczyszczenia czynnika smarnego. Pomimo tych wad łożyska gazowe zasilane parą czynnika niskowrzącego sprawowały się najlepiej spośród systemów łożyskowania przebadanych w ramach ww. projektu i przy zachowaniu odpowiednich standardów czystości czynnika roboczego i procedur rozruchowych zapewniały długotrwałą eksploatację mikroturbiny bez żadnych oznak zużycia. Motywacją do dalszych poszukiwań nowych rozwiązań

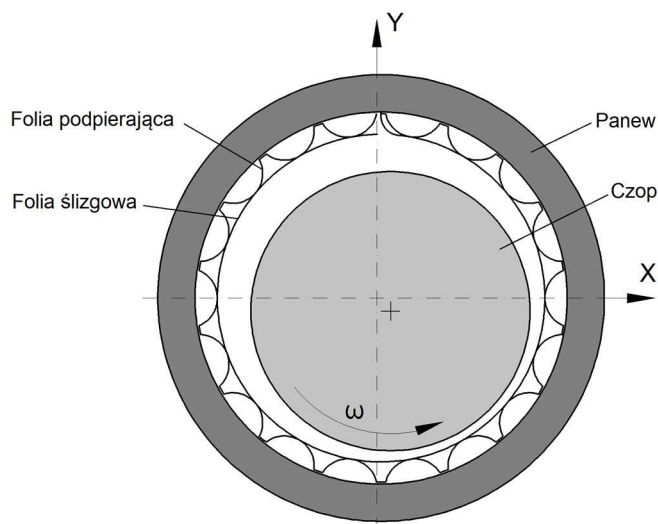
konstrukcyjnych niekonwencjonalnych systemów łożyskowania była głównie chęć rezygnacji z wymuszonego zasilania łożysk czynnikiem smarnym.

Grupą łożysk, która umożliwia stabilną pracę wirników przy wysokich prędkościach obrotowych bez wymuszonego zasilania przestrzeni smarnych są łożyska foliowe. Dlatego podjęta została próba oceny właściwości tego typu łożysk pod kątem możliwości zastosowania ich w mikroturbinach parowych ORC. Wstępne analizy symulacyjne zostały wykonane przy zastosowaniu uproszczonych modeli numerycznych [1,B13,E7]. Wykazały one, że łożyska tego typu mogą zapewnić bardzo dobre właściwości dynamiczne wirnika mikroturbiny, ale tylko pod warunkiem zastosowania elementów łożyska o odpowiedniej geometrii oraz właściwie dobranych materiałów konstrukcyjnych i funkcjonalnych. Jeśli warunki te nie zostaną zachowane, w pewnych zakresach prędkości obrotowej poziom drgań wirnika może nagle wzrastać oraz mogą pojawić się inne oznaki niestabilnej pracy [1,B13,E7]. Ze względu na złożoność zjawisk strukturalnych i przepływowych występujących w łożyskach foliowych, konieczne było opracowanie nowych, bardziej zaawansowanych modeli numerycznych, które pozwalałyby nie tylko na wstępną ocenę właściwości takich łożysk, ale również na przeprowadzenie szczegółowej analizy poszczególnych parametrów oraz ich optymalizację.

Na podstawie omówionych powyżej badań można stwierdzić, że najbardziej perspektywiczną metodą łożyskowania mikroturbin parowych jest zastosowanie samodiałających łożysk ślizgowych w postaci łożysk foliowych. Przeprowadzone analizy i badania eksperymentalne potwierdziły również, że w takich maszynach możliwe jest również zastosowanie zasilanych łożysk gazowych (aerostatycznych) oraz łożysk smarowanych ciekłym czynnikiem niskowrzącym, ale każde z tych rozwiązań ma pewne ograniczenia. Łożyska foliowe pozwalają natomiast na stabilną i cichą pracę wirnika nawet przy bardzo wysokich prędkościach obrotowych oraz nie wymagają zewnętrznego zasilania czynnikiem smarnym. Ich analiza i projektowanie wymaga jednak zastosowania bardzo zaawansowanych metod modelowania. Rozwoju takich metod podjął się habilitant, a opracowane rozwiązania i uzyskane wyniki zostały omówione w kolejnych częściach autoreferatu.

II. Opracowanie modelu numerycznego strukturalnej warstwy nośnej łożyska foliowego

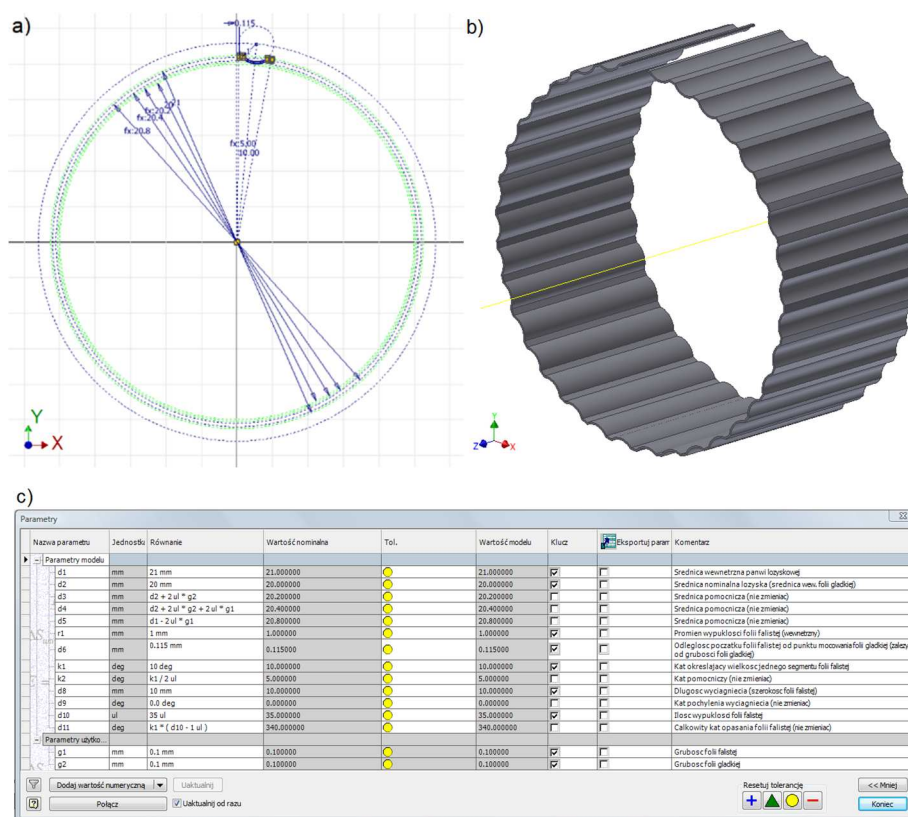
Strukturalna warstwa nośna łożyska foliowego jest elementem, który decyduje o właściwościach statycznych i dynamicznych łożyska oraz podpartego na nim wirnika. W łożyskach foliowych pierwszej generacji składa się ona z dwóch cienkich metalowych folii: folii ślizgowej nazywanej też folią gładką (ang. top foil) i folii podpierającej (ang. bump foil), której inna nazwa to folia falista (rys. 2). Folia ślizgowa bardzo często jest pokryta powłoką ochronną zapewniającą przy współpracy z czopem lepsze właściwości tribologiczne. Jest to niezbędne przy niskich prędkościach obrotowych, gdy w łożysku nie ma warunków umożliwiających wytworzenie się filmu smarnego. Podstawowym zadaniem folii podpierającej jest natomiast zapewnienie stabilnej pracy wirnika, co jest możliwe dzięki utrzymywaniu odpowiedniego położenia czopa oraz rozpraszaniu nadmiaru energii. Obie folie współpracują ze sobą zarówno w zakresie tłumienia drgań układu wirującego jak i wspólnie tworzą warunki geometryczne do wybudowania się stabilnego klina smarnego. W łożyskach foliowych wyższych generacji w miejsce jednej folii podpierającej, opasującej cały obwód łożyska, stosuje się kilka mniejszych folii rozmieszczonych na powierzchni panwi. Znane są również łożyska foliowe z więcej niż jedną folią ślizgową. Spotykane są także bardziej złożone odmiany łożysk foliowych, w których folię ślizgową i podpierającą zastępuje się niemal dowolnie ukształtowanymi elementami spełniającymi podobną funkcję. Wszystkie te zabiegi służą zwiększeniu nośności łożysk oraz uzyskaniu właściwości umożliwiających stabilną i bezawaryjną pracę łożyska w określonych warunkach pracy.



Rys. 2. Przykładowa geometria łożyska faliowego pierwszej generacji.

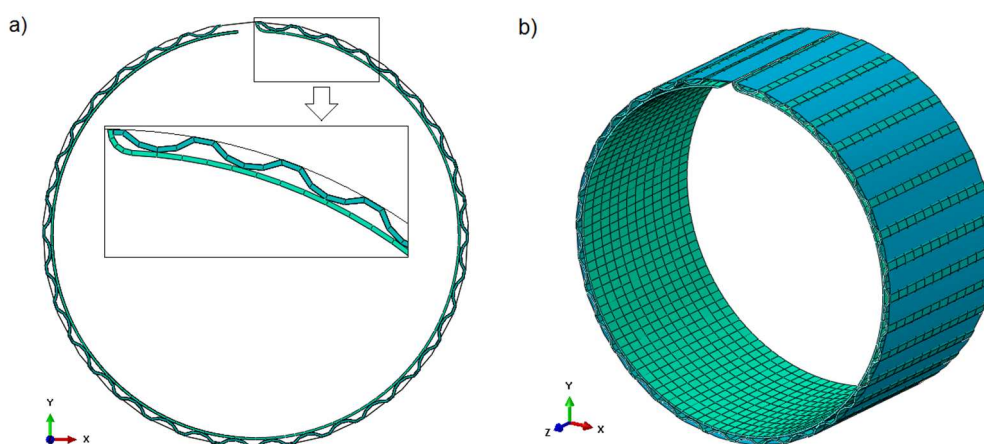
Dobór odpowiednich materiałów, grubości i kształtu podzespołów strukturalnej warstwy nośnej jest kluczowy dla poprawnej i niezawodnej pracy łożyska faliowego. Dlatego analiza właściwości strukturalnej warstwy nośnej powinna odbywać się z uwzględnieniem wszystkich istotnych zjawisk występujących podczas pracy łożyska. Jest to możliwe tylko przy wykorzystaniu bardzo zaawansowanych modeli numerycznych. Z moich własnych doświadczeń oraz analizy publikacji naukowych wynikało, że próby odwzorowania właściwości tak złożonego układu za pomocą prostych modeli analitycznych lub numerycznych kończyły się niepowodzeniem. Takie modele można wykorzystać jedynie do analizy określonych cech poszczególnych podzespołów strukturalnej warstwy nośnej w bardzo ograniczonym zakresie, co uniemożliwia wydajną analizę i optymalizację właściwości całego układu. Dlatego opracowałem nowy, zaawansowany model numeryczny strukturalnej warstwy nośnej łożyska faliowego, który został omówiony w dalszej części tego rozdziału.

Bazą do opracowania modelu numerycznego był model geometryczny, który został opracowany przy wykorzystaniu parametrycznego programu do komputerowego wspomagania projektowania o nazwie Autodesk Inventor. Model CAD uwzględniał pełną geometrię podzespołów strukturalnej warstwy nośnej łożyska faliowego bez żadnych uproszczeń. Z oczywistych względów nie uwzględniono jedynie odstępstw geometrii rzeczywistego łożyska od zakładanych kształtów nominalnych, wynikających z procesów wykonawczych oraz odkształceń sprężystych cienkich, metalowych elementów. Dzięki wprowadzonej parametryzacji modelu stał się on uniwersalny, pozwalając na szybkie przygotowanie dowolnej geometrii łożysk faliowych wszystkich generacji poprzez zdefiniowanie parametrów w formie tabelarycznej (rys. 3). Model 3D automatycznie dostosowuje się do zdefiniowanych przez konstruktora parametrów kształtu i wymiarów [6,7]. Ze względu na charakterystyczną dla modeli trójwymiarowych małą wydajność obliczeniową (szczególnie w analizach dynamicznych), oprócz modelu 3D opracowany został również analogiczny model dwuwymiarowy. Umożliwia on odwzorowanie geometrii w przekroju poprzecznym łożysk faliowych pierwszej i drugiej generacji (w których nie występują zmiany kształtu w kierunku osiowym).

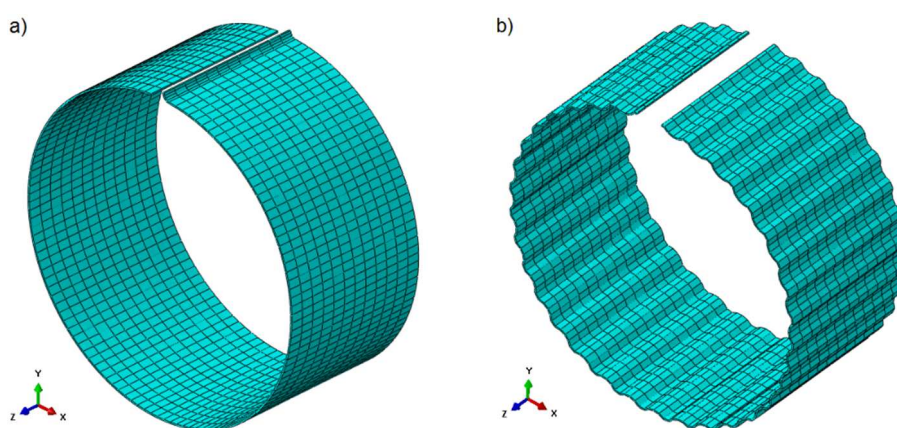


Rys. 3. Parametryczny model folii podpierającej łożyska foliowego (a – fragment geometrii bazowej z zaznaczonymi parametrami, b – trójwymiarowa geometria folii podpierającej, c – tabela z parametrami definiowanymi dla modelu CAD).

Kolejnym etapem prac nad modelem numerycznym strukturalnej warstwy nośnej łożyska foliowego było opracowanie modelu dyskretnego na potrzeby obliczeń z wykorzystaniem metody elementów skończonych (MES) zaimplementowanej w programie Abaqus. Szczegóły tego procesu zostały opisane w pracach [2,3,4,6,7]. Ze względu na duże dysproporcje sztywności poszczególnych części łożyska, okazało się że czop i panew mogą być traktowane jako elementy nieodkształcalne, bez znaczącego wpływu na wyniki obliczeń. Od razu należy podkreślić, że takie uproszczenie jest uzasadnione przy analizach statycznych i dynamicznych, ale nie może być zastosowane np. przy analizach cieplnych. Istotny jest również fakt, że opracowany model uwzględniał zjawiska kontaktowe występujące pomiędzy wszystkimi współpracującymi częściami (czopem, folią ślizgową i falistą oraz panwią) wraz z tarciem. W związku z tym przy wyborze typu elementów skończonych do dyskretyzacji modelu kierowano się możliwością jak najdokładniejszego odwzorowania tych zjawisk. Opracowany model jest nieliniowy, gdyż uwzględnia możliwość wystąpienia nieliniowej geometrii (co jest kluczową cechą łożysk foliowych), nieliniowych właściwości materiałowych oraz nieliniowych warunków brzegowych. Trójwymiarowy model MES struktury łożyska foliowego został przedstawiony na rysunku 4. Rysunek 5 przedstawia dyskretyzację folii ślizgowej i podpierającej.

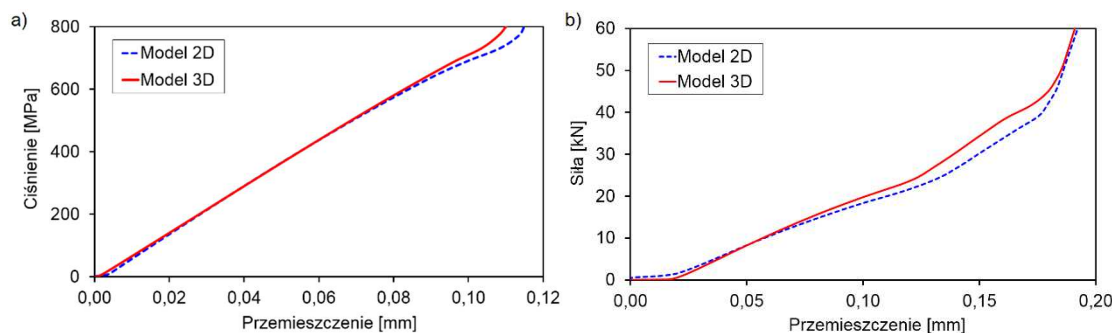


Rys. 4. Trójwymiarowy model MES struktury łożyska foliowego (a – widok boczny z powiększonym fragmentem, b – widok izometryczny).



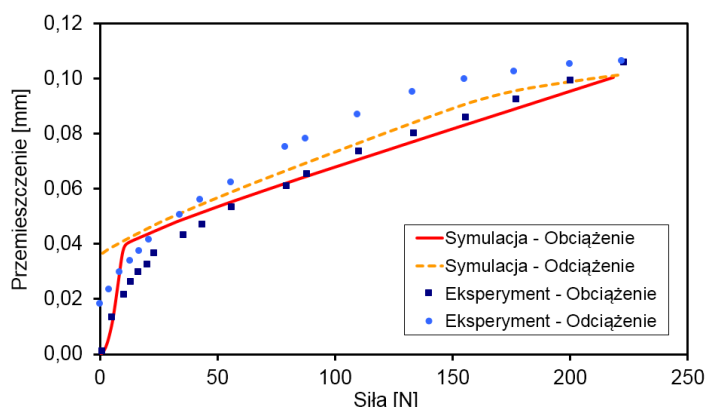
Rys. 5. Trójwymiarowe modele MES części łożyska foliowego (a – folia ślizgowa, b – folia podpierająca).

Jeden z pierwszych testów nowego modelu MES dotyczył porównania dokładności i wydajności obliczeniowej uproszczonego modelu dwuwymiarowego z modelem trójwymiarowym. W modelu dwuwymiarowym zakłada się, że ze względu na cylindryczny kształt folii oraz sposób ich obciążenia w łożysku, występują tylko przemieszczenia w kierunku promieniowym i obwodowym. Taki model nie odwzorowuje więc poprawnie zukosowania czopa względem panwi, ale w wielu maszynach zjawisko to ma marginalne znaczenie i można je pominąć. Model dwuwymiarowy w porównaniu z modelem trójwymiarowym składa się ze znacznie mniejszej liczby elementów skończonych oraz stopni swobody (DOF), co skutkuje skróceniem czasu obliczeń. Jak wykazały przeprowadzone badania symulacyjne, poprawnie zdefiniowany model dwuwymiarowy pozwala na wyznaczenie przemieszczeń i odkształceń strukturalnej warstwy nośnej łożyska foliowego z dokładnością zbliżoną do modelu trójwymiarowego (rys. 6). Pewne rozbieżności można było zaobserwować dopiero przy bardzo dużym obciążeniu zespołu folii, kilkakrotnie przekraczającym nośność typowych łożysk foliowych. Opracowane modele umożliwiają również wyznaczanie naprężeń w elementach łożyska foliowego. Przy porównywaniu modeli 3D i 2D kluczową kwestią jest czas obliczeń. W omawianym przypadku w zależności od zastosowanego obciążenia czas obliczeń dla modelu 2D był krótszy co najmniej kilkadziesiąt razy. Przy obciążeniach dynamicznych występowały jeszcze większe różnice. Można więc stwierdzić, że w przypadkach, w których zastosowanie modelu 3D struktury łożyska foliowego nie jest konieczne, w pełni uzasadnione jest stosowanie modelu 2D.



Rys. 6. Porównanie charakterystyk struktury łożyska foliowego uzyskanych za pomocą dwu i trójwymiarowego modelu MES. Rysunki przedstawiają przemieszczenie wybranego punktu folii ślizgowej obciążonej statycznie ciśnieniem (a) i siłą skupioną za pośrednictwem czopa (b).

Po wstępnym sprawdzeniu poprawności działania opracowanego modelu numerycznego, doborze odpowiednich elementów skończonych oraz warunków brzegowych, a także optymalizacji sposobu dyskretyzacji (tzw. siatki MES), model został poddany weryfikacji eksperymentalnej. Pierwszy etap weryfikacji obejmował sprawdzenie opracowanego modelu w warunkach działania obciążeń statycznych. W tym celu został on dostosowany do warunków występujących podczas badań eksperymentalnych, których wyniki zostały wykorzystane w procesie weryfikacji². Dostosowanie modelu obejmowało zarówno wymiary łożyska, jak i sposób jego obciążenia [2]. Średnica nominalna łożyska foliowego, w którym folia ślizgowa była podpierana wzdłuż obwodu panwi przez 5 folii falistych, wynosiła 38,1 mm. Czop łożyska był obciążany siłą, która narastała liniowo w czasie 1 s do wartości równej 224 N. Cały model MES struktury łożyska składał się z 9778 stopni swobody. Ponieważ sztywność struktury łożyska foliowego w bardzo dużym stopniu zależy od luzu (bądź wcisku) wstępnego, podobnie jak podczas wzorcowych badań eksperymentalnych obliczenia zostały przeprowadzone dla 3 różnych wartości luzu promieniowego (50, 35 i 20 μm). Dodatkowo, dla wariantu łożyska z luzem promieniowym równym 35 μm przeprowadzono analizę nie tylko w zakresie procesu obciążania, ale i odciażania łożyska. Porównanie wyników takiej analizy, uzyskanych z wykorzystaniem opracowanego modelu MES, z wynikami badań eksperymentalnych przedstawiono na rys. 7.

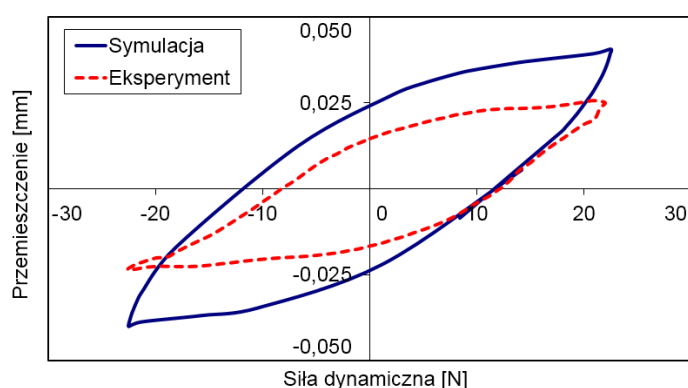


Rys. 7. Przemieszczenie czopa w łożysku foliowym wywołane działaniem siły statycznej podczas obciążania i odciażania układu. Porównanie wyników uzyskanych za pomocą modelu MES z wynikami badań eksperymentalnych.

² Rubio D., San Andres L., Bump-type foil bearing structural stiffness: experiments and predictions, ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power 2006, 128(3), 653-660

Wyniki weryfikacji potwierdziły dużą wiarygodność opracowanego modelu. Uzyskano bardzo dobrą zgodność charakterystyk otrzymanych w wyniku obliczeń numerycznych z wynikami badań eksperymentalnych. Zgodnie z doświadczeniem wyniki symulacji wykazały, że podczas odciażania łożyska tym samym wartościom siły odpowiadały większe przemieszczania niż przy obciążaniu układu, co spowodowało powstanie tzw. pętli histerezy. Wynikało to z tarcia występującego pomiędzy elementami łożyska, które jest kluczowe dla poprawnego działania węzła łożyskowego. Największe rozbieżności występowały przy małym obciążeniu łożyska, tzn. w obszarze pracy, w którym kluczową rolę odgrywa luz wstępny. Zauważone rozbieżności można wyjaśnić ograniczoną możliwością bardzo dokładnego wykonania folii ślizgowej i podpierającej, których odkształcenia sprężyste oraz odchyłki geometryczne w rzeczywistym łożysku nie pozwalają na uzyskanie bardzo precyzyjnej wartości luzu. Efekt występowania luzu wstępnego jest natomiast łatwy do zaobserwowania w wynikach obliczeń numerycznych, gdzie do pewnej wartości obciążenia występują duże przemieszczenia czopa. Dopiero po zlikwidowaniu luzu przemieszczenia czopa wynikały ze sztywności strukturalnej warstwy nośnej łożyska.

Ponieważ łożyska foliowe, poza przenoszeniem obciążeń statycznych z wirnika na podpory łożyskowe, przenoszą również obciążenia dynamiczne [E7] (wynikające np. z niewyważenia lub działania obciążeń zewnętrznych), opracowany model strukturalny został poddany również weryfikacji w zakresie działania takich obciążeń [3]. Był to kolejny etap rozwoju omówionego wcześniej modelu numerycznego, gdyż pomimo opierania się na sprawdzonym już sposobie dyskretyzacji i opisie zjawisk kontaktowych, model ten wymagał zdefiniowania dodatkowych parametrów związanych z analizą dynamiczną. W programie Abaqus zastosowano procedurę „Dynamic, Implicit” z aktywną opcją „Nonlinear geometry”. Podczas badań eksperymentalnych, z których wyników korzystano przy weryfikacji modelu, drgania części strukturalnej łożyska były wymuszane za pomocą elektromagnetycznego wzbudnika drgań³. Warunki występujące podczas eksperymentu zostały odwzorowane w modelu numerycznym poprzez odpowiednio zdefiniowane warunki brzegowe oraz obciążenie [3]. Częstotliwość siły wymuszającej wynosiła 40 Hz, a jej amplituda 22,5 N. Całkowity czas analizy dynamicznej wynosił 0,2 s, przy czym siła harmoniczna była aktywna tylko w drugiej połowie analizy przez 0,1 s, a początkowy czas był niezbędny do stabilizacji warunków kontaktu. Wyniki obliczeń numerycznych były porównywane z wynikami badań eksperymentalnych, a końcowy efekt weryfikacji modelu został przedstawiony na rys. 8.



Rys. 8. Przemieszczenie czopa w łożysku foliowym wywołane działaniem siły harmonicznej o częstotliwości 40 Hz. Porównanie wyników uzyskanych za pomocą modelu MES z wynikami badań eksperymentalnych.

³ Kim T.H., Breedlove A.W., San Andres L., Characterization of a foil bearing structure at increasing temperatures: static load and dynamic performance, *Journal of Tribology* 2009, 131(4), 041703-9

Należy podkreślić, że wstępnie uzyskane wyniki obliczeń symulacyjnych znacznie odbiegały od przebiegów eksperymentalnych [3]. Przy większych obciążeniach przemieszczenie czopa nie zależało od tego, czy układ był obciążany czy odciążany. W rzeczywistym łożysku obserwowana była natomiast wyraźna zmiana przebiegu przemieszczeń czopa w zależności od fazy pracy łożyska, co świadczyło o zdolności układu do rozpraszania energii. W związku z tym model numeryczny został zmodyfikowany, tzn. uwzględniono masy elementów drgających oraz właściwości sprężysto-tłumiące dodatkowych elementów połączonych z drgającą częścią łożyska (np. ciągnio, czujnik siły, termopara, przewody). Dopiero tak rozbudowany model pozwolił na uzyskanie wyników obliczeń zbliżonych z wynikami badań eksperymentalnych. Przemieszczenia czopa uzyskane na podstawie modelu numerycznego były większe przy tych samych obciążeniach, ale kształt uzyskanych charakterystyk był zbliżony w całym zakresie pracy łożyska. Główną przyczyną zaobserwowanych rozbieżności był prawdopodobnie sposób uwzględniania luzu wstępnego, który ze względu na odkształcenia sprężyste folii ślizgowej i podpierającej zazwyczaj w ogóle nie występuje w rzeczywistych łożyskach. Ze względu na trudności w osiągnięciu dużych dokładności wykonawczych w rzeczywistych łożyskach foliowych (zawierających elementy sprężyste) oraz związaną z tym ograniczoną powtarzalność wyników badań eksperymentalnych, uzyskane wyniki weryfikacji w zakresie obciążeń dynamicznych uznano za satysfakcjonujące. Jak pokazują zdobyte doświadczenia, na uzyskiwane eksperymentalnie charakterystyki łożysk foliowych bardzo często duży wpływ mają czynniki zewnętrzne, związane nie tylko z samym obiektem badań, ale również z zastosowaną metodą badawczą.

Wyniki weryfikacji modelu w zakresie obciążeń statycznych i dynamicznych potwierdziły słuszność założeń przyjętych przy jego opracowywaniu. Ponieważ model strukturalny łożyska okazał się wiarygodny, już w tej postaci może on stanowić bardzo przydatne narzędzie badawcze. Po pomyślnej weryfikacji został on wykorzystany do opracowania bardziej złożonego modelu strukturalno-przepływowego całego łożyska foliowego, co zostało omówione w kolejnym podpunkcie autoreferatu.

III. Modelowanie oddziaływań strukturalno-przepływowych w łożyskach foliowych

Opracowana przeze mnie koncepcja modelu całego łożyska foliowego opierała się na uwzględnieniu podczas obliczeń wzajemnych oddziaływań pomiędzy przepływem w szczelinie smarnej i elementami strukturalnymi łożyska (ang. Fluid-Structure Interaction). Oznaczało to również konieczność prowadzenia analiz przepływowych dla zdeformowanej szczeliny smarnej, której kształt był determinowany odkształceniami podatnej struktury, składającej się z zestawu cienkich metalowych folii. Założyłem, że tylko tak rozbudowany model będzie w stanie poprawnie odwzorować zjawiska mające kluczowe znaczenie dla poprawnego funkcjonowania łożysk foliowych.

W omówionym wcześniej modelu strukturalnym uwzględniłem szereg zjawisk fizycznych, które w łożyskach foliowych występują jednocześnie i wzajemnie na siebie oddziałują. Podstawową wartością wynikową z obliczeń wykonywanych za pomocą takiego modelu są odkształcenia folii wywołane działaniem określonego obciążenia statycznego lub dynamicznego. Na podstawie tych odkształceń definiowana jest zmieniona geometria szczeliny smarnej, która jest kluczowa w analizie przepływowej łożyska. Do analizy zjawisk zachodzących w przepływowej warstwie nośnej, w zależności od postaci czynnika smarnego, stosowane były dwa alternatywne modele. Pierwszy model został przewidziany dla łożysk foliowych smarowanych cieczami, natomiast drugi model jest dedykowany wyłącznie do analizy gazowych łożysk foliowych.

Model przepływowy przewidziany dla łożysk smarowanych cieczą opiera się na modelu numerycznym łożyska hydrodynamicznego opracowanym we wcześniejszych latach w IMP PAN

przez zespół prof. J. Kicińskiego. Model ten wykorzystuje najbardziej zaawansowane algorytmy obliczeniowe programu NLDW¹. Oznacza to możliwość prowadzenia analiz układu wirnik-łożyska również w zakresie dynamiki nieliniowej, nawet w obszarze niestabilnej pracy łożysk. Model ten był pierwotnie przewidziany dla hydrodynamicznych łożysk ślizgowych smarowanych olejem, ale po odpowiednich modyfikacjach został według mojej koncepcji zaadoptowany do warunków typowych dla łożysk foliowych. Najważniejsza modyfikacja dotyczyła nowego sposobu definiowania geometrii szczeliny smarnej, ale uwzględniona została również możliwość stosowania nietypowych czynników smarnych (np. czynników niskowrzących). Ponadto zostały zoptymalizowane wybrane parametry pod kątem obliczeń przy wysokich prędkościach obrotowych (typowych dla mikroturbin).

W celu prowadzenia analiz gazowych łożysk foliowych konieczne było opracowanie nowego modelu przepływowego. W IMP PAN w Gdańsku nie zajmowano się wcześniej łożyskami gazowymi, co wymuszałoby konieczność opracowania modelu łożyska gazowego od podstaw. Dlatego zadanie to zostało zrealizowane we współpracy z zespołem prof. Z. Kozaneckiego z Politechniki Łódzkiej. Model numeryczny aerodynamicznego łożyska gazowego⁴ został opracowany według określonych przeze mnie wytycznych i wymagań, związanych głównie ze specyficznymi warunkami pracy łożysk foliowych oraz możliwością integracji tego modelu z innymi aplikacjami wykorzystywanymi przeze mnie do modelowania łożysk foliowych. Prace nad modelem przepływu czynnika gazowego zostały wykonane w ramach projektu POIG.01.03.01-00-027/08 [J2], w którym kierowałem zespołem badawczym pracującym nad rozwojem metod modelowania łożysk foliowych. Opracowany we współpracy z IMP PŁ model łożyska gazowego umożliwia prowadzenie analiz w zakresie tzw. dynamiki liniowej, gdy mamy do czynienia ze stabilną pracą łożyska i występują małe drgania czopa wokół punktu równowagi statycznej. Model ten, podobnie jak model łożyska smarowanego cieczą, został wg mojej koncepcji zintegrowany z modelem strukturalnym.

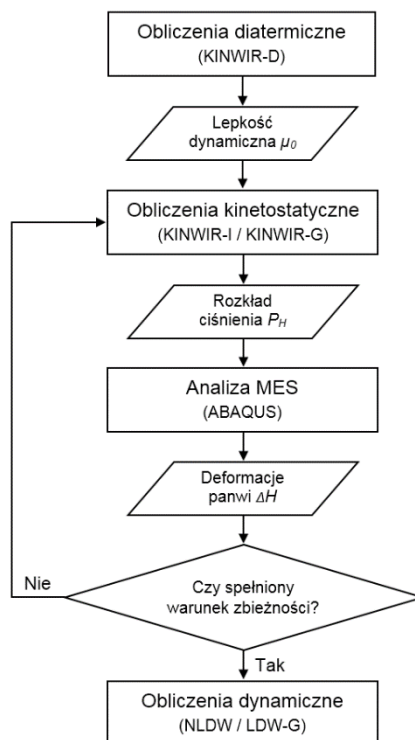
Niezależnie od stanu skupienia czynnika smarnego, podczas analizy przepływu w przestrzeni smarnej łożysk foliowych w pierwszym etapie prowadzona jest analiza kinetostatyczna układu, w celu wyznaczenia początkowych parametrów pracy węzła łożyskowego. Parametrami tymi są: obciążenie statyczne łożyska, położenie środka czopa w szczelinie smarnej, rozkład ciśnienia hydrodynamicznego w przestrzeni smarnej oraz zapotrzebowanie łożyska na czynnik smarny. W przypadku łożysk smarowanych cieczą obliczenia kinetostatyczne mogą być poprzedzone analizą diatermiczną, w ramach której wyznacza się temperaturę i lepkość czynnika smarnego. Ponieważ model łożyska gazowego jest izotermiczny analiza diatermiczna w tym przypadku jest pomijana. Następnie na podstawie rozkładu ciśnienia w szczelinie smarnej wyznaczane są deformacje podatnych elementów strukturalnych łożyska, tzn. folii ślizgowej i podpierającej. Proces ten prowadzony jest iteracyjnie, aż do uzyskania zakładanego poziomu zbieżności obliczeń, co w tym przypadku oznacza bardzo małe zmiany przemieszczeń folii w kolejnych iteracjach. Każda iteracja wiąże się z obliczeniem nowego rozkładu ciśnienia dla zmodyfikowanego kształtu szczeliny smarnej i ponownym wyznaczeniem odkształceń folii przy tym ciśnieniu (rys. 9). Można więc stwierdzić, że uzyskanie zbieżności takich obliczeń oznacza również uzyskanie równowagi pomiędzy ciśnieniem hydrodynamicznym lub aerodynamicznym w klinie smarnym i reakcją strukturalnej części łożyska foliowego. Znalezienie takiej równowagi dla określonych warunków można też utożsamiać z możliwością stabilnej pracy łożyska w tych warunkach.

⁴ Tkacz E., Kozanecki Z., Model numeryczny aerodynamicznego łożyska foliowego, Opracowanie Instytutu Maszyn Przepływowych Politechniki Łódzkiej w ramach projektu POIG.01.03.01-00-027/08, Łódź-Gdańsk 2011



Rys. 9. Ogólny schemat procesu wymiany danych pomiędzy programami w trakcie analizy oddziaływań strukturalno-przepływowych w łożysku foliowym.

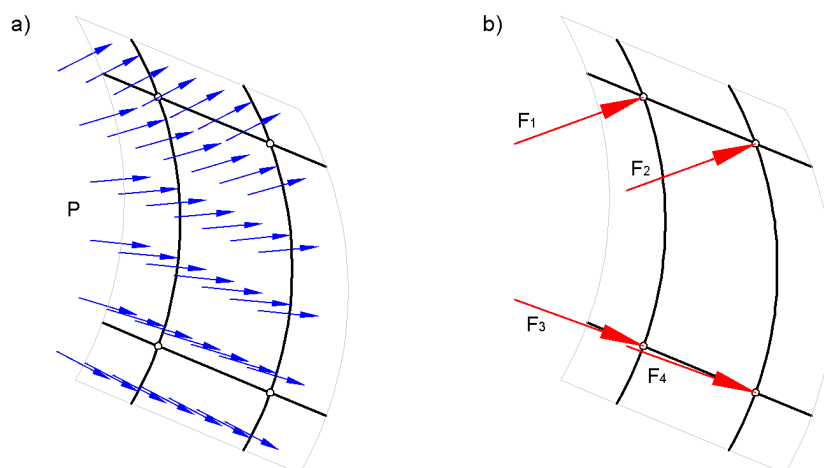
Dopiero po uzyskaniu zbieżności w zakresie obliczeń kinetostatycznych można przejść do kolejnego etapu – analizy dynamicznej. W ramach tej analizy wyznaczane są m.in. trajektorie drgań czopa łożyskowego, co jest uzyskiwane poprzez złożenie ze sobą wielu chwilowych położenia środka czopa, wyznaczanych w kolejnych krokach czasowych. Oprócz tego, w ramach analizy dynamicznej dla każdego położenia czopa obliczane są zestawy współczynników sztywności i tłumienia oraz rozkłady ciśnienia w szczelinie smarnej. W zależności od bieżących potrzeb oraz warunków pracy łożyska, w analizie dynamicznej można opierać się na kształcie zdeformowanej szczeliny smarnej, wyznaczonym w ramach analizy kinetostatycznej, lub aktualizować go w każdym kroku analizy dynamicznej. Opracowane aplikacje, należące do środowiska obliczeniowego MESLOF [5], umożliwiają wykonywanie analiz hydrodynamicznych i aerostatycznych łożysk foliowych wg tych dwóch schematów. Na podstawie przeprowadzonych analiz można stwierdzić, że w przypadku stabilnej pracy łożyska i małych trajektorii drgań, kształt szczeliny smarnej uzyskany z analizy kinetostatycznej, w trakcie analizy dynamicznej zmienia się w tak małym stopniu, że może być to pominięte. Sytuacja zmienia się przy dużych obciążeniach dynamicznych i powiększonych trajektoriach drgań czopa lub niestabilnej pracy układu. Wtedy, pomimo znacznego wydłużenia się czasu obliczeń, zmiany geometrii szczeliny smarnej powinny być uwzględnione w każdym kroku obliczeń. Schemat procesu obliczeniowego łożysk foliowych realizowanego według zaproponowanej koncepcji został przedstawiony na rys. 10.



Rys. 10. Schemat procesu obliczeniowego łożysk foliowych.

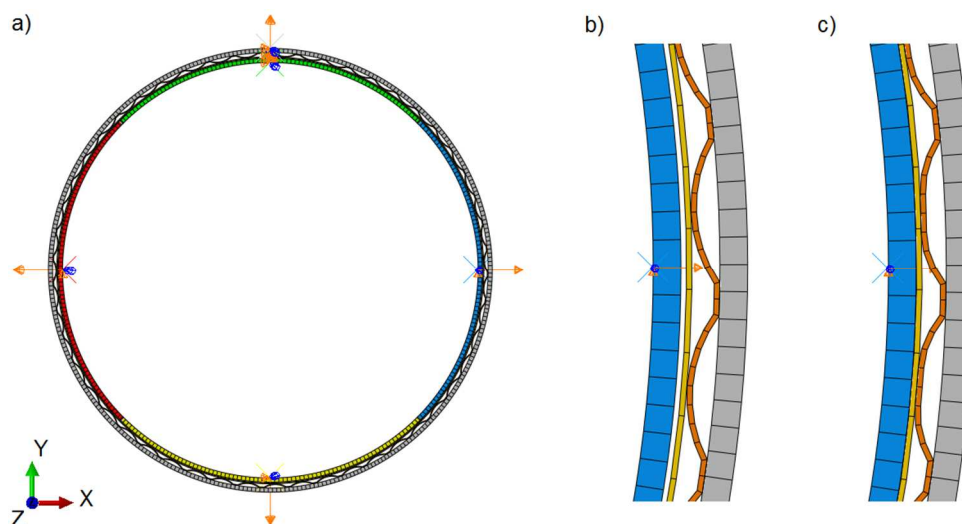
W tym miejscu warto szerzej omówić zaproponowaną przeze mnie metodę wyznaczania deformacji sprężystych strukturalnej części łożyska foliowego. Metoda ta, tak jak już wcześniej

wspomniano, opiera się na analizie oddziaływań pomiędzy przepływową i strukturalną częścią łożyska foliowego. Podczas pracy rzeczywistego łożyska interesujące nas parametry ulegają ciągłym zmianom. Również w trakcie procesu obliczeniowego konieczna jest ciągła wymiana danych pomiędzy programami służącymi do obliczeń strukturalnych i przepływowych. Deformacje zespołu folii wywołane zmianą rozkładu ciśnienia wpływają na zmianę geometrii szczeliny smarnej. Zmiana geometrii szczeliny smarnej implikuje z kolei zmianę rozkładu ciśnienia w przepływowej warstwie nośnej łożyska. Dlatego proces obliczeniowy odbywa się iteracyjnie. Ze względu na bardzo dużą ilość danych oraz wymaganą dużą szybkość obliczeń, proces wymiany danych pomiędzy różnymi programami w zaproponowanym rozwiązaniu został zautomatyzowany. Najważniejszym wynikiem obliczeń uzyskiwanym z modułu przepływowego jest rozkład ciśnienia w przestrzeni smarnej łożyska. Jest on wyznaczany za pomocą metody różnic skończonych w oparciu o równanie Reynoldsa, które w zależności od stanu skupienia czynnika smarnego powinno uwzględniać jego ściśliwość (gaz) lub brak ściśliwości (ciecz). Wyznaczony w ten sposób rozkład ciśnienia jest przekazywany do modułu strukturalnego, w którym jest on traktowany jako obciążenie, działające na wewnętrznej powierzchni folii ślizgowej. Bardzo ważną kwestią jest poprawne przeniesienie rozkładu ciśnienia uzyskanego z analizy przepływowej do modelu strukturalnego. W omawianym przypadku zaproponowałem, aby ciśnienie działające na określoną powierzchnię folii ślizgowej było przeliczane na zestaw sił skupionych, działających w węzłach siatki modelu MES. Przy odpowiednio przygotowanym podziale części łożyska na elementy dyskretne można uzyskać zgodność położenia węzłów modelu strukturalnego i przepływowego. Ułatwia to przeliczanie ciśnienia z modelu przepływowego na siły skupione oraz wykorzystanie przemieszczeń folii ślizgowej wyznaczonych w modelu strukturalnym przy definiowaniu nowej geometrii szczeliny smarnej. Zastosowana metoda wyznaczenia sił działających na folię ślizgową, obliczanych na podstawie uzyskanego wcześniej rozkładu ciśnienia, została w uproszczeniu przedstawiona na rys. 11. Siły te mogą być przyłożone tylko w węzłach siatki MES, w kierunku prostopadłym do stycznych przechodzących przez punkty działania. Wartości sił wyznaczane są w oparciu o wartość ciśnienia, a zwrot każdej siły zależy od kierunku działania ciśnienia. Przy nadciśnieniu w szczelinie smarnej wektor siły ma zwrot skierowany do folii ślizgowej (folia ślizgowa jest dociskana do folii podpierającej i panwi). Opisany wyżej sposób postępowania jest stosowany zarówno w przypadku modelu trójwymiarowego jak i dwuwymiarowego, z tym że algorytm dla modelu dwuwymiarowego (ze względu na mniejszą liczbę wymiarów i danych obliczeniowych) jest uproszczony.



Rys. 11. Graficzne przedstawienie sposobu wyznaczania obciążenia działającego na folię ślizgową (a – ciśnienie panujące w przestrzeni smarnej łożyska, b – siły działające na węzły siatki MES).

Badania różnych wariantów konstrukcyjnych łożysk foliowych wykazały, że bardzo duży wpływ na ich właściwości ma luz promieniowy. W przypadku tego typu łożysk, ze względu na podatność struktury podpierającej czop, bardzo często zamiast luzu stosuje się również wcisk wstępny (przed złożeniem łożyska średnica czopa jest wtedy większa od średnicy wewnętrznej folii ślizgowej umieszczonej wewnątrz panwi). Ogranicza to przemieszczenia obciążonego czopa i drgania wirnika podczas pracy. Zbyt duży wcisk wstępny utrudnia natomiast rozruch łożyska oraz tworzenie się przepływowej warstwy nośnej. Dlatego podczas modelowania i analizy łożysk foliowych, w których stosowany jest wcisk wstępny, konieczne jest uwzględnienie tego aspektu w modelu numerycznym. W rozszerzonej metodzie wyznaczania deformacji podatnego zespołu folii, dedykowanej dla łożysk foliowych z początkowym wciskiem, wprowadziłem dodatkowy etap analizy polegający na wstępnym dociążeniu folii [8]. Podczas takiej analizy wcisk jest zadawany w pierwszym kroku obliczeniowym poprzez zwiększenie średnicy czopa do wartości wymiaru docelowego. W modelu MES łożyska jest to realizowane poprzez początkowy podział czopa na 4 części (ćwiartki walca w modelu 3D lub ćwiartki koła w modelu 2D), które są rozsuwane w odpowiednich kierunkach o określoną wartość przemieszczenia. Aby właściwie odwzorować docelową geometrię czopa, promień zewnętrzny rozsuwanych części jest zgodny ze średnicą nominalną. Zostało to przedstawione na rys. 12.



Rys. 12. Przemieszczenia części czopa oraz folii w modelu MES łożyska foliowego podczas modelowania wcisku, przedstawione wektorami dla całego modelu (a) oraz dla powiększonego fragmentu łożyska w początkowym (b) i końcowym etapie przemieszczenia czopa (c).

Analiza kinetostatyczna łożyska foliowego wg tej metody składa się z następujących etapów:

- Uzyskanie wcisku wstępnego w łożysku poprzez dociążenie zespołu folii czopem o założonej średnicy (program MES),
- Wyznaczenie rozkładu ciśnienia w szczelinie smarnej dla geometrii kołowo-cylindrycznej – bez deformacji (program MESLOF),
- Obciążenie ciśnieniem wstępnie dociśniętej przez czop folii gładkiej (program MESLOF automatycznie przelicza wartości ciśnień na odpowiadające im siły działające w węzłach),
- Wyznaczenie odkształceń sprężystych zespołu folii z uwzględnieniem wstępnego docisku oraz rozkładu ciśnienia występującego w szczelinie smarnej (program MES),
- Modyfikacja geometrii szczeliny smarnej w oparciu o wyznaczone przemieszczenia folii ślizgowej (program MESLOF),

- Wyznaczenie nowego rozkładu ciśnienia hydrodynamicznego dla zmodyfikowanej geometrii szczeliny smarnej (MESLOF).

Ostatnie etapy tego procesu są powtarzane iteracyjnie, aż do uzyskania założonego poziomu zbieżności, a następnie może być wykonana analiza dynamiczna. W tej metodzie modelowania wstępne obciążenie zespołu folii (uzyskiwane poprzez rozsuniecie części czopa) wywołuje taki sam efekt, jak wcisnięcie czopa w panew z zamontowanymi foliami, co ma miejsce podczas montażu rzeczywistego łożyska foliowego. W ten sposób można zatem odwzorować w modelu numerycznym stan początkowy łożyska foliowego z wciskiem. Przeprowadzone badania jednoznacznie wykazały, że ten aspekt ma bardzo duży wpływ na charakterystyki struktury łożyska foliowego i dlatego nie może być pominięty podczas obliczeń.

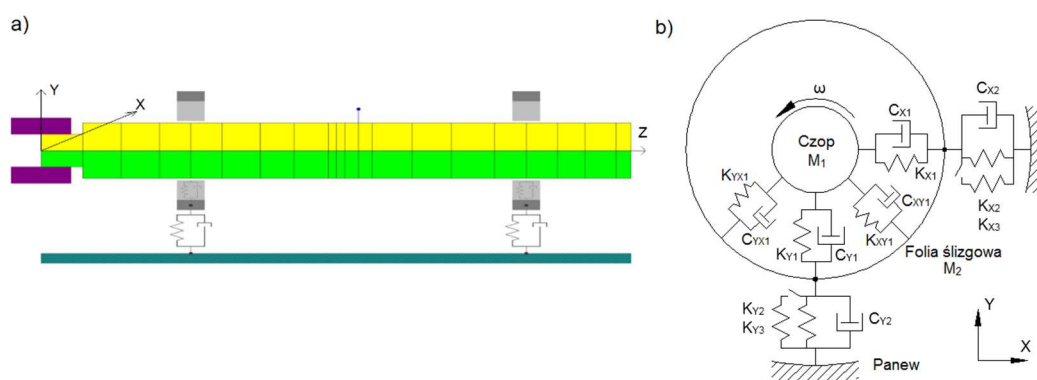
Podsumowując tą część autoreferatu można stwierdzić, że poprzez odpowiedni opis interakcji strukturalno-przepływowych możliwe było opracowanie modelu numerycznego całego łożyska foliowego, uwzględniającego wszystkie zjawiska fizyczne mające istotny wpływ na jego właściwości kinetostatyczne i dynamiczne. Na bazie zaproponowanej metody modelowania łożysk foliowych opracowane zostało środowisko obliczeniowe MESLOF. W środowisku tym wykorzystywane są wybrane programy pakietu MESWIR, które zostały poddane odpowiednim modyfikacjom, umożliwiającym analizę łożysk wysokoobrotowych o zmiennej geometrii. Należy podkreślić, że opracowany pakiet programów MESLOF jest narzędziem bardzo uniwersalnym. Umożliwia prowadzenie analiz łożysk foliowych smarowanych zarówno ciekłymi jak i gazowymi czynnikami smarnymi. Dodatkowo, pozwala na uwzględnienie podczas obliczeń nie tylko określonej wartości luzu promieniowego, ale również wcisku wstępnego, który jest często stosowany w łożyskach foliowych. Obliczenia mogą być prowadzone z wykorzystaniem trójwymiarowego lub uproszczonego, dwuwymiarowego modelu łożyska foliowego. Opracowanie tak uniwersalnego narzędzia obliczeniowego było możliwe dzięki wykorzystaniu potencjału i zalet różnych aplikacji. Autorskie, specjalistyczne programy były wykorzystywane do analizy przepływu w szczelinie smarnej łożyska foliowego oraz do modelowania kinetostatyki i dynamiki wirnika. Ich zaletą jest możliwość uwzględnienia dużych deformacji szczeliny smarnej oraz prowadzenia obliczeń w zakresie obciążeń dynamicznych (w przypadku łożysk smarowanych cieczą również w zakresie dynamiki nieliniowej). Z kolei program MES ogólnego przeznaczenia był użyty do analizy odkształceń strukturalnych elementów łożyska foliowego. Jego zaletą jest możliwość wykorzystania gotowych, bardzo zaawansowanych elementów skończonych oraz szeregu opcji pozwalających na modelowanie nieliniowości i zjawisk kontaktowych. Model całego łożyska, opracowany na podstawie wcześniej opisanych modeli cząstkowych, został utworzony dzięki przygotowaniu nadrzędnej aplikacji zarządzającej całym procesem obliczeniowym i w sposób automatyczny wymieniającej określone dane pomiędzy różnymi programami. Dzięki takiemu podejściu opracowany system MESLOF umożliwia analizę nie tylko standardowych łożysk foliowych, ale również nietypowych rozwiązań konstrukcyjnych różnych typów łożysk smarowanych niekonwencjonalnymi czynnikami smarnymi, takimi jak czynniki niskowrzące w postaci ciekłej i gazowej.

IV. Analiza wirników z łożyskami foliowymi oraz weryfikacja opracowanego modelu

Obliczenia numeryczne łożyska foliowego wykonywane wg metod omówionych w poprzednim rozdziale pozwalają na wyznaczenie parametrów niezbędnych do analizy całego układu wirującego, w skład którego poza samymi czopami łożyskowymi wchodzi wał ze wszystkimi osadzonymi na nim częściami (np. tarczami wirnikowymi). Podstawowymi parametrami potrzebnymi do analizy wirnika są współczynniki sztywności i tłumienia łożysk. Przy ich pomocy można w dość prosty sposób zdefiniować charakterystyki złożonego układu strukturalno-przepływowego w miejscach

podparcia wirnika pracującego w określonych warunkach. Analiza całego układu wirującego jest szczególnie istotna ze względów praktycznych, gdyż jej wyniki są szeroko wykorzystywane zarówno na etapie projektowania maszyn wirnikowych, jak i do celów optymalizacyjnych i diagnostycznych.

Zaproponowana przeze mnie metoda modelowania układów wirujących z łożyskami foliowymi opiera się na połączeniu omówionego wcześniej rozbudowanego modelu strukturalno-przepływowego łożyska z belkowym modelem MES wirnika [6,7]. Połączenie ze sobą tych modeli było możliwe dzięki wprowadzeniu do modelu wirnika (w miejscach podparcia w łożyskach) 4 współczynników sztywności i 4 współczynników tłumienia filmu smarnego oraz 2 współczynników sztywności i 2 współczynników tłumienia podatnej struktury łożyska. Wartości tych współczynników mogą być wyznaczone tylko raz dla danych warunków pracy (analiza kinetostatyczna i dynamika liniowa), lub ich nowe wartości mogą być uzyskiwane wielokrotnie w jednej serii obliczeniowej składającej się z wielu iteracji (dynamika nieliniowa). Tak jak w przypadku analizy samych łożysk foliowych, obliczenia wirnika są realizowane w sposób zautomatyzowany przy pomocy systemu MESLOF [5]. W zależności od wybranego zakresu prowadzonych analiz system MESLOF do opisu właściwości wirnika wykorzystuje odpowiednie wersje programów: KINWIR-D, KINWIR-I lub NLDW¹. Modele łożyska i wirnika zostały w sposób graficzny przedstawione na rys. 13. W tym przypadku model wirnika został opracowany dla gładkiego wału z półpanwią sprzęgła umieszczoną na jednym końcu.



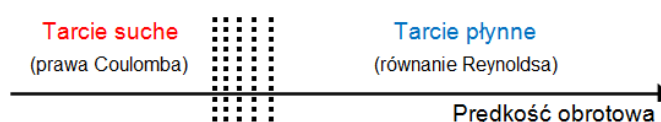
Rys. 13. Model układu wirującego zbudowany w oparciu o model MES wirnika (a) oraz model łożyska foliowego bazujący na współczynnikach sztywności i tłumienia (b).

Zanim model wirnika z łożyskami foliowymi został wykorzystany do analizy właściwości różnych układów wirujących, był on poddany weryfikacji z wykorzystaniem wyników badań eksperymentalnych. Początkowo weryfikacja została przeprowadzona przy wykorzystaniu wyników badań eksperymentalnych przeprowadzonych przez inny zespół badawczy⁵, ale ostateczna weryfikacja modelu została wykonana w oparciu o wyniki własnych badań laboratoryjnych [8]. Wstępne sprawdzenie wiarygodności modelu układu wirującego przy pomocy wyników eksperymentu udostępnionych w literaturze⁵ zostało szczegółowo opisane w monografiach [6,7]. Weryfikację tą wykonano dla symetrycznego wirnika o długości 364 mm, z dwoma dyskami umieszczonymi na jego końcach. Wirnik był podparty w dwóch poprzecznych gazowych łożyskach foliowych I generacji o średnicy 50,8 mm. Siły osiowe były przenoszone przez jedno dwukierunkowe wzdłużne łożysko foliowe. Wirnik był niesymetrycznie obciążony niewyważeniem resztkowym oraz siłą naporu powietrza zasilającego turbinę napędową znajdującą się na jednym z dysków. W celu porównania wyników obliczeń z wynikami eksperymentu przeprowadzono serię

⁵ Howard S.A., San Andres L., A new analysis tool assessment for rotordynamic modeling of gas foil bearings, ASME Turbo Expo 2010, Glasgow (UK), 14-18 June 2010 (GT2010-22508)

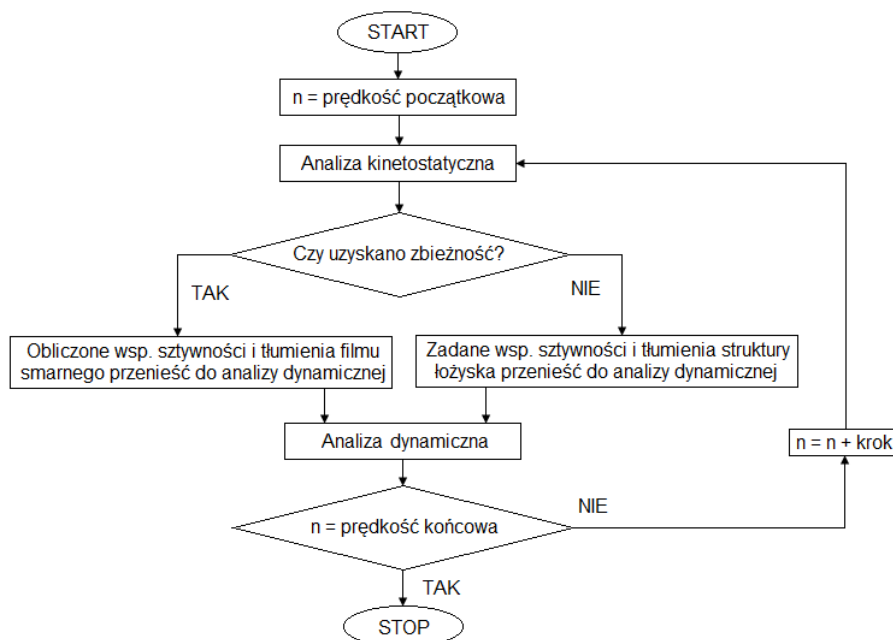
obliczeń, w ramach których wyznaczone zostały przebiegi drgań wymuszonych wirnika oraz trajektorie drgań przy różnych prędkościach. Biorąc pod uwagę stopień złożenia układu oraz niepełne informacje o obiekcie rzeczywistym i przebiegu przeprowadzonych badań, uzyskane wyniki wstępnej weryfikacji opracowanego modelu można było uznać za zadowalające [6,7]. Podczas obliczeń uzyskane zostały zbliżone poziomy drgań, szczególnie poza zakresem rezonansowym. Dość dobrze udało się również odwzorować prędkości krytyczne wirnika. Biorąc pod uwagę uproszczenia modelu wynikające z niepełnej wiedzy o obiekcie badań można było stwierdzić, że model wirnika z łożyskami foliowymi pomyślnie przeszedł wstępną weryfikację.

Drugi etap weryfikacji opracowanego modelu został wykonany w oparciu o wyniki badań eksperymentalnych przeprowadzonych w Laboratorium Wibrodiagnostyki IMP PAN. Jeszcze przed weryfikacją, model wirnika z łożyskami foliowymi został rozbudowany o możliwość analizy takiego układu przy niskich prędkościach obrotowych, tzn. zanim w łożysku uformuje się stabilny klin smarny. Do pewnej prędkości obrotowej w łożysku foliowym występuje fizyczny kontakt czopa i folii ślizgowej, co jest również przyczyną wysokiego momentu tarcia oraz podwyższonego poziomu drgań. Praca takiego układu nie może być opisana za pomocą równania Reynoldsa, w którym jednym z założeń jest ciągłość filmu smarnego. Procesy występujące w tych warunkach w łożyskach gazowych znacznie lepiej opisuje model tarcia Coulomba, przewidziany dla ciał stałych. W przypadku łożysk foliowych pracujących w cieczy, dzięki obecności cienkiej warstewki smaru w szczelinie pomiędzy czopem i panwią, nawet przed wytworzeniem się ciągłego klina smarnego występuje tarcie mieszane. Charakterystyka procesów tarcia występujących w gazowych łożyskach foliowych została w sposób poglądowy przedstawiona na rys. 14. W obszarze przejściowym, pomiędzy tarcie suchym i płynnym mogą nakładać się na siebie różne zjawiska, które zależą od wielu czynników (np. konstrukcji układu, szybkości zmian prędkości, właściwości materiałów i czynnika smarnego). Powyżej obszaru przejściowego występuje czyste tarcie płynne (nazywane też tarcie doskonałym), które jest pożądanym stanem pracy każdego łożyska ślizgowego. Siła wywołana ciśnieniem w szczelinie smarnej przewyższa wtedy obciążenie łożyska i następuje oderwanie czopa od folii ślizgowej (ang. lift-off speed).



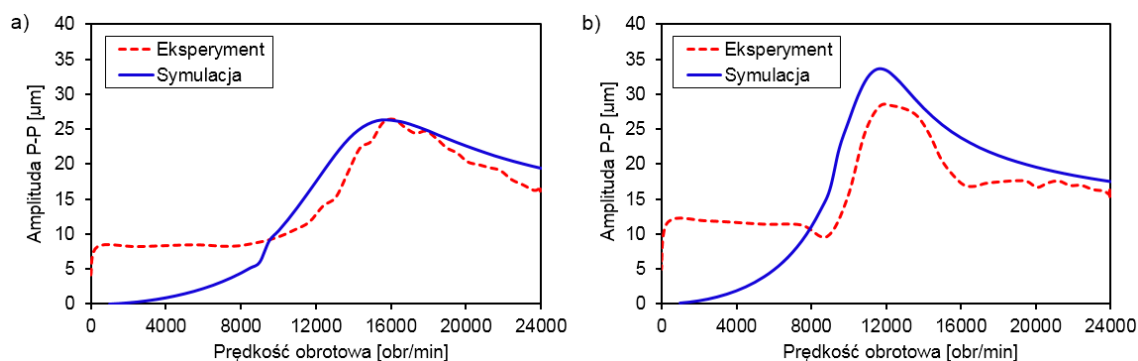
Rys. 14. Charakterystyka procesów tarcia występujących w gazowych łożyskach foliowych.

Aby rozszerzyć zakres zastosowań oraz użyteczność rozwijanego modelu, w programie MESLOF została uwzględniona możliwość analizy układu wirującego z łożyskami foliowymi nawet w przypadku, gdy nie są zapewnione warunki pozwalające na wytworzenie się klina smarnego. W zaproponowanym podejściu, w przypadku problemów z wyznaczeniem charakterystyk łożyska przy niskich prędkościach, program obliczeniowy automatycznie kontynuuje obliczenia z wykorzystaniem współczynników sztywności i tłumienia wyznaczonych dla strukturalnej części łożyska [8]. Współczynnik tarcia przyjmuje wtedy wartość typową dla tarcia suchego pomiędzy materiałem czopa i folii ślizgowej (a dokładniej powłoki ochronnej, którą pokryta jest folia). W ten sposób możliwa jest analiza układu wirującego z łożyskami foliowymi w szerokim zakresie prędkości obrotowych. Uproszczony algorytm obliczeń realizowanych wg omówionej metody został przedstawiony na rys. 15.



Rys. 15. Schemat blokowy algorytmu obliczeniowego dla wirnika z łożyskami foliowymi, uwzględniający możliwość analizy układu przed wytworzeniem się klina smarnego.

Obliczenia sprawdzające wiarygodność modelu i poprawność działania systemu MESLOF zostały przeprowadzone dla dwupodporowego wirnika (rys. 13). Model opracowano na podstawie wymiarów wirnika zastosowanego w stanowisku laboratoryjnym, które zostało wykorzystane do uzyskania wyników eksperymentalnych niezbędnych do weryfikacji. Wirnik miał długość 431 mm i był wykonany ze stali. Średnica na całej długości wału wynosiła 34 mm. Szerokość gazowych łożysk foliowych smarowanych powietrzem wynosiła 40 mm. Na napędzanym końcu wału była osadzona tuleja sprzęgła elastycznego. Więcej szczegółowych informacji na temat modelu numerycznego zostało podanych w artykule [8]. Obliczenia weryfikacyjne zostały wykonane z wykorzystaniem pełnych możliwości pakietu MESLOF oraz zintegrowanych w tym pakiecie programów, służących do analizy poszczególnych podzespołów. Poniżej przedstawione zostały wybrane wyniki weryfikacji modelu (rys. 16), w postaci przebiegów amplitudy drgań czopa łożyskowego znajdującego się bliżej napędzanego końca wału. Dla ułatwienia porównania, wyniki obliczeń i eksperymentu zostały przedstawione na jednej charakterystyce, z podziałem na drgania w kierunku poziomym i pionowym.



Rys. 16. Porównanie przebiegów amplitudy drgań czopa łożyska foliowego, uzyskanych eksperymentalnie i przy użyciu modelu numerycznego (a – kierunek poziomy, b – kierunek pionowy).

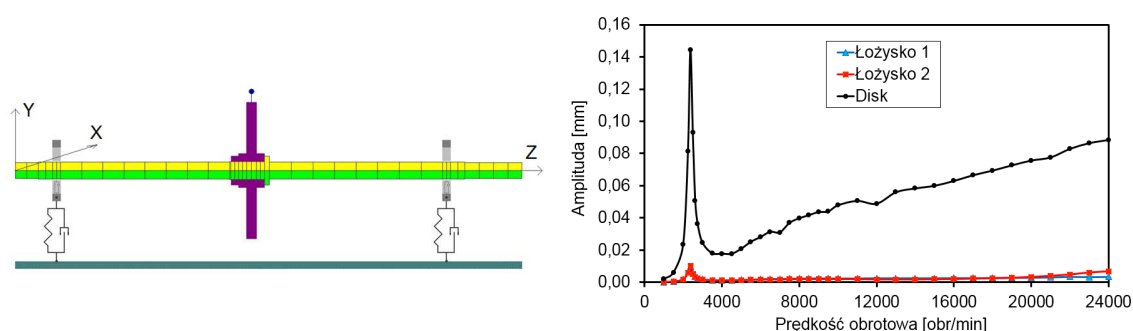
Wraz ze wzrostem prędkości obrotowej poziom drgań czopa rósł, aż do osiągnięcia prędkości rezonansowej przy ok. 12 000 obr/min w kierunku pionowym i 16 000 obr/min w kierunku poziomym. Można więc było zaobserwować nietypowe właściwości układu wirującego, gdyż w maszynach wirnikowych drgania rezonansowe występują zazwyczaj najpierw w kierunku poziomym. Zaobserwowana anomalia wynikała z charakterystyki zespołu folii oraz sposobu podparcia czopa, zapewniającego większą sztywność w kierunku poziomym. Wyższa prędkość rezonansowa w kierunku poziomym występowała zarówno w wynikach symulacji jak i eksperymentu. Maksymalna amplituda drgań uzyskana w wyniku obliczeń dochodziła do 35 μm i występowała w kierunku pionowym przy prędkości ok. 12 000 obr/min. W kierunku poziomym amplituda drgań czopa w rezonansie nie przekraczała 30 μm . Po przekroczeniu prędkości rezonansowej poziom drgań w dwóch kierunkach stopniowo spadał, do ok. 20 μm przy maksymalnej analizowanej prędkości wynoszącej 24 000 obr/min. Bezpośrednie porównanie wyników symulacji z wynikami badań uzyskanymi w trakcie powolnego rozbiegu rzeczywistego wirnika pokazało, że w kluczowych kwestiach są one zbieżne. Model numeryczny był w stanie poprawnie odwzorować zarówno prędkość rezonansową jak i poziom drgań. Zaobserwowane rozbieżności występowały głównie w zakresie niskich prędkości obrotowych i wynikały w dużej mierze ze sposobu modelowania wymuszenia dynamicznego oraz przyjętych uproszczeń. Wartość siły wymuszającej pochodzącej od niewyważenia zależy od prędkości kątowej, dlatego przy najniższych prędkościach amplitudy drgań uzyskane symulacyjnie były bardzo małe. Uwzględniając złożoną budowę analizowanego układu (w tym w szczególności sposób działania łożyska foliowego), można stwierdzić, że udało się uzyskać bardzo dobrą zgodność charakterystyk oraz że model pomyślnie przeszedł weryfikację eksperymentalną.

Na przedstawionych wyżej przebiegach można również dostrzec obszar pracy łożyska, w którym tworzył się gazowy film smarny. Miało to miejsce przy prędkości ok. 9 000 obr/min, przy której ze względu na zmianę charakterystyk podparcia zmienił się również poziom drgań czopa. Zmiana poziomu drgań nastąpiła stopniowo wraz ze zmianą prędkości, ale jest zauważalna zarówno w wynikach symulacji jak i eksperymentu (najbardziej na uzyskanym symulacyjnie przebiegu drgań w kierunku poziomym). Można więc stwierdzić, że opracowany model poprawnie przewidział prędkość, przy której tworzył się gazowy klin smarny. Co więcej, przyjęta koncepcja polegająca na wykorzystaniu do analizy układu wirującego przy niskich prędkościach zestawu współczynników sztywności i tłumienia wyznaczonych tylko dla strukturalnej części łożyska okazała się prawidłowa i umożliwia przeprowadzenie obliczeń w szerokim zakresie prędkości obrotowych.

Ponieważ opracowany model wirnika z łożyskami foliowymi pomyślnie przeszedł weryfikację eksperymentalną, można stwierdzić, że stanowi on wiarygodne narzędzie badawcze. Obszar zastosowań opracowanego modelu jest bardzo szeroki, począwszy od analiz samych łożysk foliowych, po obliczenia wykonywane dla całych wirników. Celem tych analiz może być np. sprawdzenie właściwości łożyska lub wirnika pracujących w określonych warunkach, optymalizacja ich konstrukcji lub pozyskanie charakterystyk niezbędnych do celów diagnostycznych. Dotychczas, opracowany model numeryczny wirnika z łożyskami foliowymi został z powodzeniem zastosowany do analiz kilku układów wirujących. Głównym celem tych analiz było sprawdzenie możliwości zastosowania łożysk foliowych w określonych warunkach oraz optymalizacji konstrukcji łożysk. Wybrane przykłady zastosowania modelu zostały pokrótce omówione w dalszej części tego rozdziału.

Wraz z rosnącym zapotrzebowaniem na wykonywanie analiz kolejnych układów wirujących, stosowane narzędzia numeryczne również były rozwijane. Dotyczy to zarówno programu MESLOF (zarządzającego procesem obliczeniowym), jak i modeli numerycznych w zewnętrznych programach, na których opiera się system MESLOF. Pierwsze analizy układów wirujących z

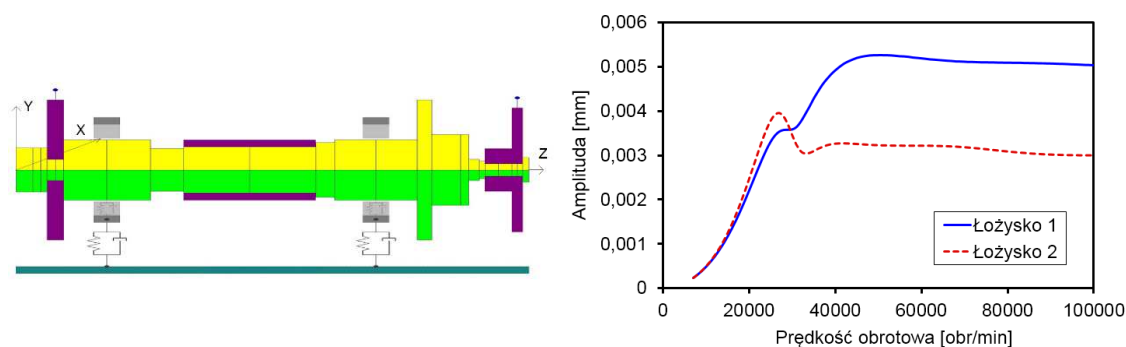
łożyskami foliowymi były wykonywane przy założeniu, że czynnikiem smarującym jest ciecz. Było to zgodne z koncepcją konstrukcyjną bezolejowego turbogeneratora ORC, którego łożyska mogą być smarowane ciekłym czynnikiem niskowrzącym pobranym z odpowiedniego punktu obiegu cieplnego mikrośilowni ORC. Przykład takiej analizy dla wstępnie zaprojektowanego wirnika mikroturbiny został przedstawiony w pracy [1]. Kolejnym etapem rozwoju środowiska obliczeniowego było wzbogacenie go o moduł służący do analizy łożysk gazowych, co przy uwzględnieniu odkształceń panwi, i związanej z tym zmiany geometrii szczeliny smarnej, pozwalało na analizę gazowych łożysk foliowych. Analizy wirników laboratoryjnych i wirników mikroturbin podpartych na takich łożyskach zostały przedstawione w pracach [6,7,8,E15,L22]. W artykule [E15] przedstawiono też sposób zastosowania opracowanych narzędzi obliczeniowych do analizy różnych wariantów konstrukcyjnych wirnika i gazowych łożysk foliowych, co pozwoliło na wybór najlepszych rozwiązań. Posiadanie modelu łożysk foliowych smarowanych cieczą lub gazem, umożliwia prowadzenie analiz porównawczych tych dwóch odmian łożysk z uwzględnieniem różnych warunków pracy. Przykład takiej analizy został przedstawiony w pracy [E39], gdzie już wstępne wyniki wykazały, że dość ciężki wirnik laboratoryjny może być podparty tylko za pomocą łożysk foliowych smarowanych cieczą. W pracy [E39] przedstawiono również analizę łożysk foliowych I i II generacji, różniących się geometrią oraz zastosowanymi materiałami. W tym przypadku wykonanie serii obliczeń symulacyjnych pozwoliło na wskazanie rozwiązania optymalnego pod względem minimalizacji poziomu drgań. Wybrane wyniki tej analizy w postaci przebiegów amplitudy drgań zostały przedstawione na rys. 17.



Rys. 17. Model MES i przykładowe wyniki analizy wirnika laboratoryjnego z dwoma łożyskami foliowymi smarowanymi ciekłym czynnikiem niskowrzącym.

Niektóre z wykonanych analiz miały na celu porównanie właściwości wirników z różnymi łożyskami wysokoobrotowymi (nie tylko foliowymi), co pozwalało na wybór optymalnego sposobu podparcia. Modele numeryczne takich układów były najczęściej budowane na podstawie takiego samego modelu MES wirnika, ale do zamodelowania łożysk wykorzystywane były różne konfiguracje i możliwości środowiska MESLOF. Zmienna geometria szczeliny smarnej w łożyskach foliowych wynika ze znacznej podatności panwi, a dokładniej odkształceń zespołu cienkich folii. Opracowane narzędzia obliczeniowe są na tyle uniwersalne, że umożliwiają prowadzenie analiz wirników maszyn posiadających również inne bezolejowe systemy łożyskowania, w tym zwykle łożyska gazowe i łożyska ślizgowe smarowane ciekłym czynnikiem niskowrzącym. Podczas analizy takich układów, ze względu na dużą sztywność panwi, odkształcenia tego elementu są po prostu pomijane. Nie ma wtedy potrzeby stosowania dodatkowego programu MES do wyznaczenia tych odkształceń. Można więc stwierdzić, że cały proces obliczeniowy dla łożysk ze sztywną panwią wykonywany jest wg prostszego algorytmu, bez konieczności korzystania ze wszystkich możliwości systemu MESLOF i dodatkowych programów. Przykładem analizy wirnika z łożyskami gazowymi (klasycznymi, ze sztywną panwią) mogą być obliczenia wykonane dla wirnika turbogeneratora ORC o mocy 3 kW [6,7,E11]. Wirnik

turbogeneratorsa o długości 250 mm został podparty w dwóch samodziśalających łóżyiskach gazowych o średnicy 34 mm i szerokości 40 mm. Przeprowadzone obliczenia wykazały, że układ wirujący pracował stabilnie nawet przy prędkości 100 000 obr/min. Wybrane wyniki tej analizy zostały przedstawione na rys. 18. Z kolei analiza wirnika z łóżyiskami ślizgowymi smarowanymi ciekłym czynnikiem niskowrzącym została wykonana m.in. dla wirnika turbogeneratorsa ORC z pięciostopniową mikroturbiną osiową [6,7,E6,L2]. Uzyskane wyniki dodatkowo zostały porównane z charakterystykami tego samego wirnika podpartego na łóżyiskach tocznych. Możliwość wykonywania analizy dla wirników z łóżyiskami tocznymi jest dodatkową funkcją systemu MESWIR i opiera się na zastosowaniu wcześniej wyznaczonych współczynników sztywności łóżyisk tocznych. Ich wartości mogą być uzyskane metodami eksperymentalnymi lub obliczone na podstawie zależności teoretycznych [6,7].



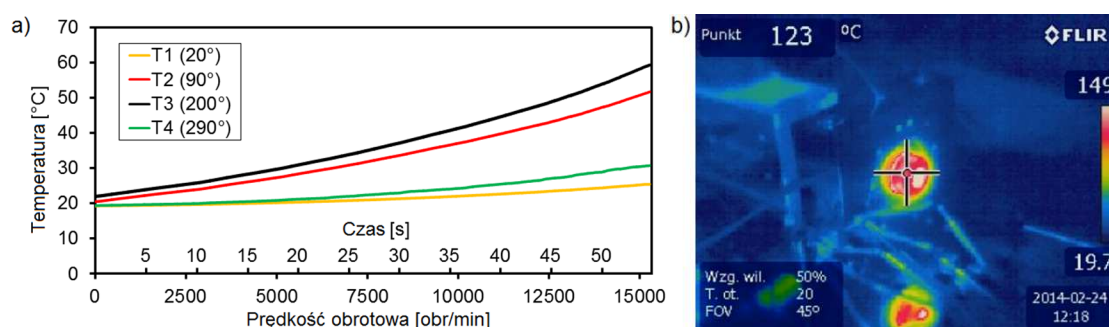
Rys. 18. Model MES i przykładowe wyniki analizy wirnika turbogeneratorsa ORC z dwoma samodziśalającymi łóżyiskami gazowymi.

Wyniki analizy łóżyisk ślizgowych smarowanych ciekłym czynnikiem niskowrzącym, w formie współczynników sztywności i tłumienia, mogą być również wykorzystane do analizy modalnej i wytrzymałościowej wirnika, wykonywanej zazwyczaj w innych (dedykowanych do tych celów) programach obliczeniowych. Przykład takiej analizy wykonanej w programie ANSYS został przedstawiony w artykule [A14]. Współczynniki te są również niezbędne do oceny wpływu parametrów konstrukcyjnych i eksploatacyjnych na właściwości dynamiczne wirników mikroturbin. Analiza tego typu, wykonana z wykorzystaniem współczynników sztywności i tłumienia wyznaczonych dla łóżyisk gazowych, została przedstawiona w artykule [A16].

W tej części autoreferatu omówiony został zaawansowany algorytm analizy wirnika z łóżyiskami foliowymi, który umożliwia uwzględnienie nie tylko wcisku wstępnego w łóżyisku, ale również wykonywanie obliczeń w zakresie prędkości, przy których w łóżyisku nie tworzy się jeszcze film smarny. W ten sposób jesteśmy w stanie przewidzieć właściwości układów wirujących w całym interesującym nas zakresie prędkości obrotowych. Dodatkowo, omówione zostały możliwości analizy układów wirujących z różnymi łóżyiskami, które mogą być stosowane w bezolejowych maszynach przepływowych. Zważywszy na to, że wszystkie te obliczenia mogą być wykonywane w jednym środowisku programów MESLOF, można stwierdzić, że jest to bardzo uniwersalne narzędzie obliczeniowe. Opracowane modele mogą być stosowane na różnych etapach prac nad systemami łóżyiskowania, począwszy od wstępnego etapu doboru, projektowania i optymalizacji, poprzez obliczenia sprawdzające opracowaną konstrukcję, aż po prace wdrożeniowe i wspomaganie eksploatacji. Wyniki obliczeń numerycznych mogą również stanowić uzupełnienie danych pomiarowych, gdyż nie wszystkie parametry fizyczne można zmierzyć w prosty sposób bezpośrednio na pracującym łóżyisku foliowym. O poprawności opracowanych rozwiązań świadczą również pozytywne wyniki weryfikacji eksperymentalnej.

V. Analiza zjawisk cieplnych występujących w łożyskach foliowych

Badania eksperymentalne różnych wariantów konstrukcyjnych łożysk foliowych wykazały, że w pewnych warunkach może w nich dochodzić do bardzo szybkiego wzrostu temperatury i przyspieszonego zużycia współpracujących powierzchni [9]. Może to wynikać z kilku przyczyn, w tym: przeciążenia łożyska, nieprawidłowego montażu, zbyt niskiej lub zbyt wysokiej prędkości obrotowej, źle dobranej geometrii zespołu folii, nieodpowiednich materiałów konstrukcyjnych i przeciwnie, nierównomiernego nagrzewania różnych części oraz innych czynników zaburzających stabilną pracę łożyska. Na tak zwane „zjawisko niestabilności termicznej” w łożyskach foliowych zwrócili również uwagę inni badacze. Dlatego zjawiskom cieplnym zachodzącym w łożyskach foliowych postanowiłem poświęcić więcej uwagi. Ze względu na problemy z pomiarem wszystkich interesujących mnie parametrów pracującego łożyska, badania eksperymentalne postanowiłem uzupełnić obliczeniami numerycznymi [9].



Rys. 19. Temperatury w różnych miejscach łożyska foliowego zmierzone w czasie rozruchu za pomocą termopar (a) oraz kamerą termowizyjną po 300 sekundach pracy (b).

Z problemami cieplnymi w łożyskach foliowych pierwszy raz zetknąłem się w trakcie badań jednego z wariantów takich łożysk, gdy okazało się, że ze względu na szybki wzrost temperatury folii ślizgowej konieczne było przerwanie zaplanowanego wcześniej eksperymentu. Podczas tych badań czop łożyska o średnicy 34 mm był rozpędzany do prędkości 15 000 obr/min w czasie 55 sekund i następnie miał utrzymywać stałą prędkość, aż do uzyskania przez węzeł łożyskowy równowagi cieplnej (stabilizacji temperatury) [9]. Okazało się jednak, że już w trakcie rozbiegu temperatura folii ślizgowej w dolnej części panwi wzrosła o blisko 40°C (rys. 19a). Utrzymywanie zakładanej prędkości (15 000 obr/min) powodowało dalszy wzrost temperatury, a po około 300 sekundach maksymalna zmierzona temperatura folii ślizgowej dochodziła do 130°C. Podczas tych badań temperatura łożyska była dodatkowo kontrolowana kamerą termowizyjną, i o ile zmierzona tą metodą temperatura folii ślizgowej była zbliżona do wyniku pomiaru wykonanego termoparą, to najwyższą temperaturę zlokalizowano w środkowej części wału, na którym wykonany był czop łożyskowy (rys. 19b). Z obawy przed uszkodzeniem łożyska, w którym odporność temperaturowa materiału zastosowanego na pokrycie folii ślizgowej wynosiła około 200°C, badania zostały przerwane. Po badaniach przeprowadzony został demontaż łożyska w celu oceny poziomu zużycia. Oględziny folii ślizgowej wykazały, że w kilku miejscach powłoka ochronna została trwale uszkodzona, co powodowało bezpośredni kontakt czopa z materiałem konstrukcyjnym folii [9]. Przy braku gazowej warstwy nośnej oddzielającej współpracujące elementy łożyska powodowało to intensywne tarcie i szybki wzrost temperatury. Zużycie materiału ślizgowego występowało tylko w dolnej części łożyska, co sugerowało, że przyczyną tej sytuacji mogło być przeciążenie łożyska lub zbyt duża mimośrodowość czopa i panwi. Ponieważ w zastosowanej konfiguracji stanowiska badawczego nie występowało dodatkowe obciążenie łożyska można było stwierdzić, że bezpośrednią przyczyną było złe ustawienie podpory łożyskowej względem wału elektrowrzeciona,

na którym zamocowany był czop łożyska. Przesunięcie osi czopa i panwi powodowało zbyt duże obciążenie łożyska foliowego w jego dolnej części, uniemożliwiające wybudowanie się stabilnego klina smarnego.

Poza bardzo szybkim uszkodzeniem powłoki ochronnej folii ślizgowej, bardzo ciekawym wynikiem omówionych badań był uzyskany rozkład temperatury w łożysku foliowym pracującym w stanie ciągłego przeciążenia. Na rys. 19b można zauważyć, że najwyższa temperatura zarejestrowana kamerą termowizyjną występowała w środkowej części wału, w którym wykonany był otwór montażowy. W kulminacyjnym momencie badań temperatura w tym miejscu przekraczała nawet 200°C [9]. Pomimo tak wysokiej temperatury wału, temperatura panwi łożyskowej oraz jej obudowy pozostawały na niskim poziomie. Oznaczało to, że niemal cały strumień ciepła generowany w wyniku tarcia czopa i folii ślizgowej był przekazywany do czopa. Świadczyło to również o problemie ze skutecznym odprowadzaniem ciepła z powierzchni ślizgowej łożysk w kierunku panwi. W celu lepszego poznania tego zjawiska został opracowany model numeryczny łożyska foliowego, umożliwiający analizę przepływu ciepła w jego elementach strukturalnych.

Opracowany model cieplny łożyska foliowego bazował na modelu strukturalnym, który był wcześniej opracowany na potrzeby analizy statycznej i dynamicznej. Opracowując model odwzorowujący zjawiska cieplne założyłem, że powinien on umożliwiać [9]:

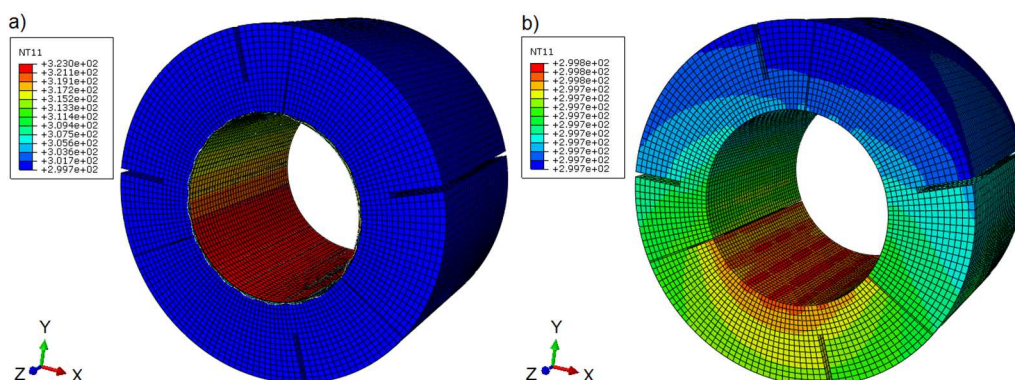
- a) symulację rozprzestrzeniania się ciepła w elementach strukturalnych z uwzględnieniem wymiany ciepła z otoczeniem,
- b) wyznaczanie rozkładu temperatury w elementach strukturalnych łożyska w zależności od jego geometrii i materiałów konstrukcyjnych oraz warunków zewnętrznych,
- c) ocenę wpływu sposobu mocowania panwi na rozkład temperatury,
- d) identyfikację strumieni cieplnych w elementach łożyska,
- e) ocenę skuteczności różnych sposobów chłodzenia łożyska.

Trójwymiarowy model MES łożyska został opracowany w programie Abaqus CAE. Wszystkie wymiary łożyska były zgodne z rzeczywistą konstrukcją, w której wystąpiły problemy termiczne. Model MES łożyska foliowego składał się łącznie z około 120 tys. elementów skończonych i blisko 500 tys. węzłów, które w modelu cieplnym odpowiadają też liczbie zmiennych. W modelu uwzględniłem również przenikanie ciepła pomiędzy stykającymi się elementami łożyska, tzn. między folią ślizgową i podpierającą oraz między folią podpierającą i panwią. Wszystkie pozostałe szczegóły dotyczące modelu numerycznego, w tym: ciepło właściwe oraz współczynniki emisyjności i przewodności cieplnej zostały podane w pracy [9].

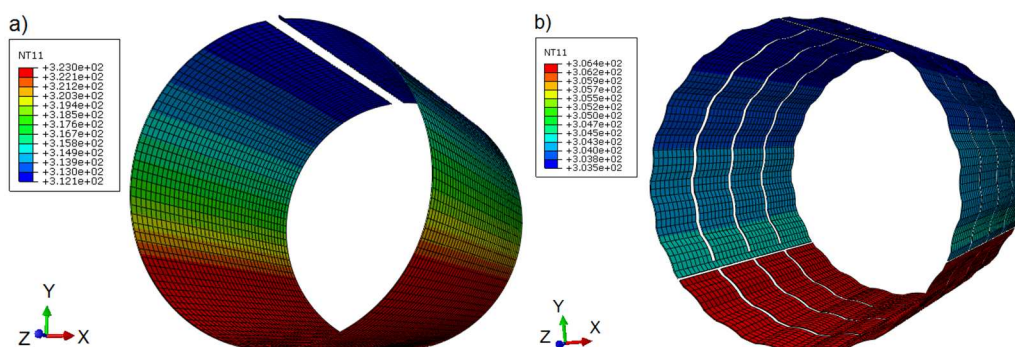
Opracowując model przyjąłem założenie, że źródłem ciepła generowanego w łożysku foliowym są procesy tarcia suchego lub mieszanego, występujące pomiędzy obracającym się czopem i folią ślizgową. W momencie wystąpienia tarcia płynnego procesy te w ogóle nie występują, bo współpracujące powierzchnie są oddzielone cienką warstwą czynnika smarnego. Ze względu na sposób obciążenia łożyska ciepło wynikające z tarcia jest generowane głównie w dolnej części łożyska. Dlatego na potrzeby analizy przyjąłem, że fragment folii ślizgowej znajdujący się w części przenoszącej największe obciążenie będzie miał temperaturę podwyższoną o 30 K, w odniesieniu do temperatury otoczenia (293 K). Obliczenia zostały wykonane w zakresie analizy ustalonej. Wybrane wyniki obliczeń w postaci rozkładów temperatury na powierzchniach zewnętrznych całego łożyska i samej panwi zostały przedstawione na rys. 20. Dodatkowo przedstawione zostały rozkłady temperatury na powierzchniach zewnętrznych folii ślizgowej i podpierającej (rys. 21). Należy zauważyć, że każdy z poniższych rysunków został przedstawiony w innej skali temperaturowej, co ułatwia interpretację uzyskanych wyników.

Zgodnie z przyjętymi warunkami analizy najwyższa temperatura występowała w dolnej części folii ślizgowej (rys. 21a). Najniższa temperatura, wynosząca 299,7 K, została zaobserwowana w

górnej części panwi (rys. 21a). Analiza wyników przedstawionych na rys. 21b wykazała, że rozkład temperatury w panwi nie był jednolity. Najwyższa temperatura występowała w dolnej części łożyska, w miejscach styku panwi z folią podpierającą. Z tego obszaru ciepło rozchodziło się równomiernie po całej panwi. Nacięcia, które zostały wykonane w panwi w celu zamocowania folii oraz doprowadzenia termopar do folii ślizgowej, powodowały lokalne zaburzenia rozkładu temperatury.



Rys. 20. Wyznaczone symulacyjnie rozkłady temperatury na powierzchniach zewnętrznych całego łożyska (a) i samej panwi łożyskowej (b).

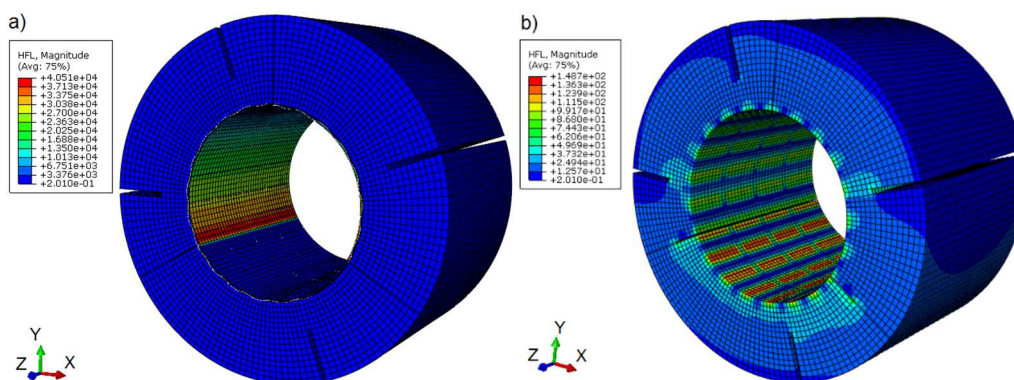


Rys. 21. Wyznaczone symulacyjnie rozkłady temperatury na powierzchniach folii ślizgowej (a) i folii podpierających (b).

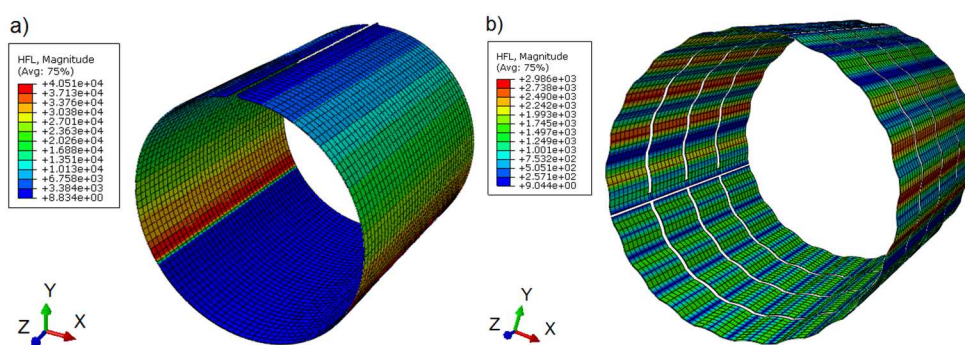
Na podstawie wyników obliczeń można stwierdzić, że różnica pomiędzy najcieplejszym i najzimniejszym punktem na panwi wynosiła zaledwie 0,1 K, co wynikało z bardzo dobrej przewodności cieplnej materiału. Temperatura folii ślizgowej (rys. 21a) zmniejszała się wraz ze wzrostem odległości od dołu łożyska maksymalnie o 10,9 K. Duże różnice temperatury w tym elemencie można uzasadnić bardzo małym przekrojem poprzecznym (grubość folii wynosi zaledwie 0,1 mm) oraz rozpraszaniem energii cieplnej na całej powierzchni folii. Temperatura folii podpierającej znajdującej się w dolnej, tj. najcieplejszej części łożyska, wynosiła 306,4 K (Rys. 21b). Duże różnice temperatury tych elementów świadczą o złych warunkach przenikania ciepła z folii górnej do pozostałych elementów łożyska. Wynikało to głównie z bardzo małej powierzchni wymiany ciepła – między folią ślizgową i podpierającą występuje tylko liniowy styk (na wierzchołkach wypukłości).

Opracowany model łożyska umożliwia również wyznaczenie strumieni ciepła w elementach strukturalnych. Ich identyfikacja pozwala na wykrycie głównych dróg rozprzestrzeniania się ciepła w analizowanym układzie. Uzyskane w tym zakresie wyniki zostały przedstawione na rys. 22 (dla całego łożyska i panwi) oraz rys. 23 (dla folii ślizgowej i podpierającej). Na rys. 22a widoczny jest przepływ ciepła w folii ślizgowej w kierunku obwodowym, od dołu do góry folii. Folia podpierająca

i wewnętrzna powierzchnia panwi jest w tym widoku zasłonięta. W tulei łożyskowej najbardziej intensywna wymiana ciepła występowała w miejscach kontaktu z folią podpierającą (rys. 22b), szczególnie w dolnej części łożyska, gdzie folia podpierająca miała najwyższą temperaturę. W folii podpierającej największe natężenie strumienia ciepła występowało powyżej strefy maksymalnej temperatury i podobnie jak w przypadku folii ślizgowej (rys. 22a), ciepło było przewodzone z dolnej części łożyska ku górze.



Rys. 22. Rozkład strumienia ciepła dla całego łożyska foliowego (a) i samej panwi łożyskowej (b).



Rys. 23. Rozkład strumienia ciepła w folii ślizgowej (a) i foliach podpierających (b).

Na podstawie uzyskanych wyników można stwierdzić, że pomimo dobrej przewodności cieplnej materiałów, z których wykonane było łożysko, przepływ ciepła był ograniczony poprzez bardzo małe przekroje poprzeczne cienkich folii oraz niewielkie powierzchnie styku. Między folią górną i podpierającą występował tylko styk liniowy na wierzchołkach wypukłości folii podpierającej. Powierzchnia styku między folią podpierającą i panwią była większa, ale mała grubość folii i związany z tym niewielki przekrój poprzeczny ograniczały przepływ ciepła. Zauważyłem również, że uwzględnione w modelu panwi nacięcia znacząco ograniczały przewodzenie ciepła i w związku z tym, jeśli występują, powinny być uwzględniane przy tego typu analizach. W związku z ograniczonym przepływem ciepła w kierunku panwi, główny strumień energii cieplnej generowanej w łożysku foliowym jest zatem przekazywany do czopa, który w niepoprawnie pracującym łożysku ma fizyczny kontakt z folią ślizgową. W ten sposób efektywne rozpraszanie energii cieplnej w łożysku foliowym jest utrudnione. Wnioski te były zgodne z wynikami badań eksperymentalnych i wyjaśniały przyczyny nierównomiernego nagrzewania się elementów węzła łożyskowego.

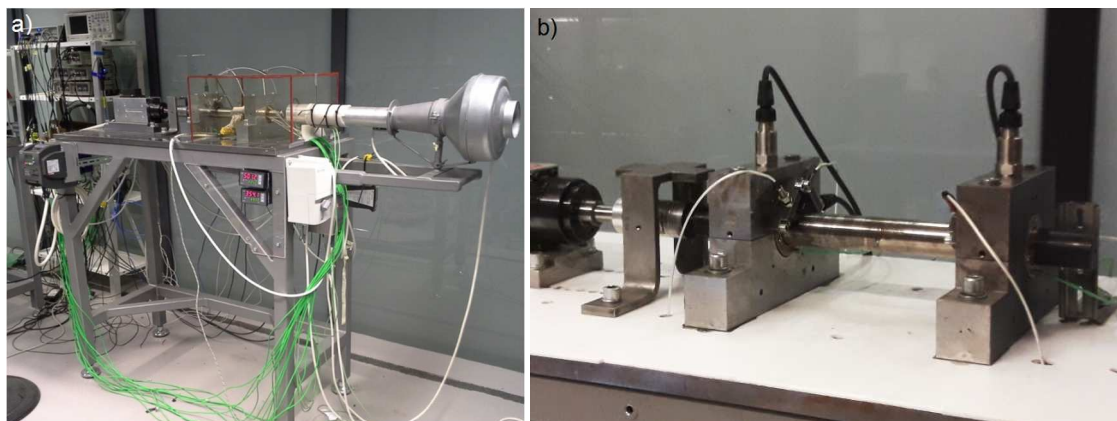
Ze względu na bardzo duży wpływ poziomu i rozkładu temperatury na charakterystyki eksploatacyjne łożysk foliowych, zjawiska cieplne powinny być uwzględniane już na etapie projektowania tego typu łożysk. Na podstawie przeprowadzonych badań eksperymentalnych oraz obliczeń numerycznych można stwierdzić, że odpowiednie odprowadzanie ciepła w takich

łożyskach jest równie ważne co nośność oraz właściwości dynamiczne. Opracowany model numeryczny pozwala na uwzględnienie aspektów termicznych, zarówno w procesie projektowania nowych konstrukcji jak i podczas wykonywania analiz konstrukcji już istniejących. Stanowi on więc uzupełnienie modeli statycznych i dynamicznych, które były omówione we wcześniejszych częściach autoreferatu.

VI. Badania eksperymentalne łożysk foliowych

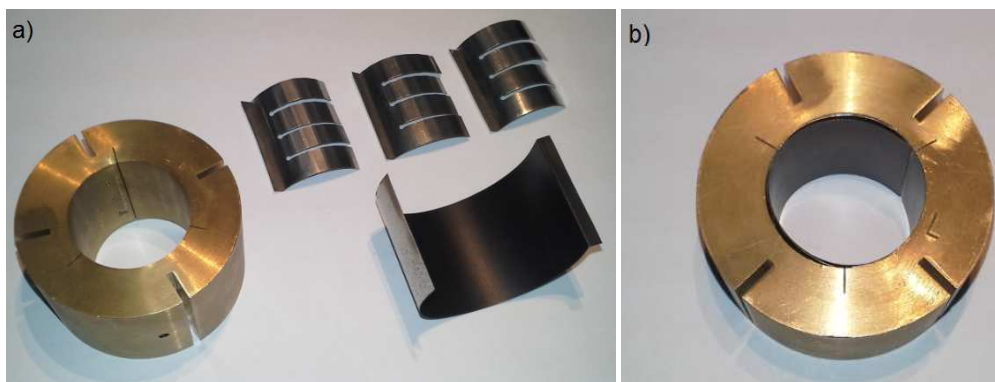
Badania eksperymentalne różnych niekonwencjonalnych systemów łożyskowania prowadziłem w celu zdobycia wiedzy na temat ich rzeczywistych charakterystyk oraz przetestowania nowych rozwiązań konstrukcyjnych. Przy tak zaawansowanych układach mechanicznych, jakimi są różnego typu łożyska smarowane nietypowymi czynnikami smarnymi, badania eksperymentalne mają fundamentalne znaczenie. Aby uzyskać pełną wiedzę o właściwościach takich systemów łożyskowania konieczna jest realizacja własnych, indywidualnie zaplanowanych eksperymentów. Dzięki temu posiada się szeroką wiedzę nie tylko o badanych łożyskach, ale również o: stanowisku badawczym, sposobie prowadzenia badań oraz wszystkich innych aspektach, które mogą mieć wpływ na wyniki pomiarów, ale z różnych względów są pomijane w różnych opracowaniach naukowych. Moje doświadczenia potwierdziły, że w tym przypadku wykorzystanie wyników opublikowanych przez innych badaczy może być przydatne tylko na wstępnych etapach weryfikacji modeli, gdyż brak niektórych informacji i dostęp tylko do wybranych wyników ogranicza ich użyteczność. Dlatego pracując nad rozwojem modeli numerycznych niekonwencjonalnych systemów łożyskowania kładłem również nacisk na rozbudowę zaplecza laboratoryjnego, tak aby równolegle można było prowadzić własne badania eksperymentalne.

Głównym obiektem prowadzonych przeze mnie badań eksperymentalnych niekonwencjonalnych systemów łożyskowania były łożyska foliowe. Celem tych badań było poznanie właściwości łożysk foliowych w różnych konfiguracjach i warunkach pracy. Wyniki badań eksperymentalnych były również niezbędne do przeprowadzenia weryfikacji opracowywanych i stale rozwijanych modeli numerycznych. Przeprowadzone badania dotyczyły zarówno pojedynczego łożyska foliowego, jak i wirnika podpartego w takich łożyskach. Aby wyznaczyć wszystkie pożądane charakterystyki takich układów, konieczne było zaprojektowanie i zbudowanie specjalistycznego stanowiska badawczego [L18,L19,L26,10]. Nowo zbudowane stanowisko badawcze jest wyposażone między innymi w: wysokoobrotowy układ napędowy o prędkości maksymalnej równej 24 000 obr/min (który w podstawowej konfiguracji napędza wał o średnicy 34 mm z odpowiednio utwardzonymi i wyszlifowanymi czopami łożyskowymi), dzielone podpory łożyskowe umożliwiające montaż różnych łożysk oraz podstawki przygotowane pod mocowanie czujników układu pomiarowego. Wszystkie podzespoły stanowiska są mocowane do masywnej, antywibracyjnej stalowej płyty, która została podparta na stalowej ramie, w celu zwiększenia komfortu użytkowania. Stanowisko zostało ustawione na żelbetonowym fundamencie, który jest odizolowany od drgań otoczenia za pomocą przekładek tłumiących [10]. Dzięki zastosowaniu odpowiednio rozmieszczonych otworów montażowych możliwa jest łatwa zmiana konfiguracji stanowiska oraz regulacja odległości pomiędzy napędem i podporami, a także przesuwanie podpór, co ułatwia osiowanie współpracujących wałów. Zdjęcie stanowiska badawczego w jednej z możliwych konfiguracji zostało przedstawione na rys. 24. Głównym elementem układu pomiarowego jest wielokanałowy analizator drgań LMS SCADAS Mobile wraz z dedykowanym oprogramowaniem. Układ ten umożliwia prowadzenie pomiarów różnych wielkości fizycznych w czasie rzeczywistym z wysoką częstotliwością próbkowania oraz archiwizację i wizualizację wyników.



Rys. 24. Stanowisko laboratoryjne do badania łożysk foliowych przedstawione w całości (a) oraz w zbliżeniu na wirnik i podpory łożyskowe (b).

Początkowo prowadzone były badania pojedynczego łożyska. Zostały one wykonane dla łożyska foliowego 3 generacji, w którym folia podpierająca składała się z kilku sekcji rozmieszczonych po obwodzie i szerokości panwi [10]. Średnica nominalna łożyska wynosiła 34 mm, a jego szerokość 40 mm. Poszczególne części łożyska zostały wykonane z różnych materiałów, dobranych pod względem właściwości do funkcji jakie części te pełnią w łożysku. Folia ślizgowa i folie podpierające były wykonane ze stopu niklowo-chromowo-molibdenowego o nazwie Inconel 625, a folia ślizgowa dodatkowo była pokryta jednostronnie cienką powłoką polimerową. Współpracujący z tą folią czop był wykonany ze stali stopowej pokrytej powierzchniowo tlenkiem chromu (Cr_2O_3) w procesie napyłania plazmowego. Badane łożysko zostało przedstawione na rys. 25.



Rys. 25. Części łożyska foliowego (a) oraz kompletne łożysko przygotowane do badań (b).

Już wstępne badania wykazały, że oprócz doboru odpowiednich materiałów konstrukcyjnych i funkcjonalnych bardzo ważny jest również sposób podparcia i obciążenia łożyska. Niewłaściwe ustawienie łożyska oraz przeciążenie powodowały nagły wzrost temperatury współpracujących elementów i przyspieszone zużycie. Dlatego bardzo ważny okazał się dokładny i szybki pomiar temperatury, gdyż jej wzrost był doskonałym symptomem diagnostycznym świadczącym o niepoprawnej pracy węzła łożyskowego. Ponieważ pomiar temperatury powierzchni czopa w miejscu styku z powierzchnią folii jest praktycznie niemożliwy, konieczne było prowadzenie pomiaru temperatury folii ślizgowej. W tym celu zaproponowana została oryginalna metoda pomiarowa, polegająca na takim wprowadzeniu do wnętrza łożyska termopar, aby możliwe było stałe monitorowanie temperatury folii ślizgowej bez zakłócania pracy węzła łożyskowego [10]. W tej metodzie zastosowane zostały termopary (12 sztuk), równomiernie rozmieszczone na obwodzie

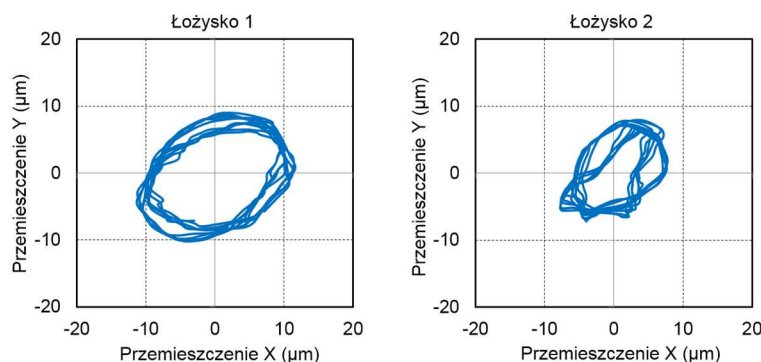
i szerokości panwi. Finalnie opracowana metoda była efektem przeprowadzenia wielu prób, które w niektórych przypadkach kończyły się bardzo szybkim uszkodzeniem łożyska [L21].

Wyniki pomiarów wykazały, że charakterystyki łożyska foliowego zależą nie tylko od jego konstrukcji i zastosowanych materiałów, ale również od dopasowania do siebie poszczególnych elementów oraz dotarcia czopa i folii ślizgowej. Dlatego w pierwszych sekundach pomiarów wykonywanych dla nowego łożyska obserwowany był podwyższony poziom drgań, któremu towarzyszył nagły wzrost temperatury [10]. Po ułożeniu się folii ślizgowej i podpierającej, a więc dopasowaniu geometrii szczeliny smarnej do warunków pracy, oraz dotarciu folii ślizgowej następował spadek temperatury. Najwyższe temperatury folii ślizgowej były rejestrowane w miejscu przenoszenia przez łożysko największego obciążenia, ale nawet przy prędkościach na poziomie 15 000 obr/min w dotartym i poprawnie pracującym łożysku wzrost temperatury w odniesieniu do temperatury otoczenia nie przekraczał kilkunastu stopni Celsjusza [10]. Poziom temperatury mierzony w różnych miejscach folii ślizgowej zależał od aktualnej prędkości obrotowej. Wzrost prędkości powyżej obrotów, przy których tworzył się gazowy klin smarny (prędkość unoszenia), skutkowało obniżeniem temperatury folii ślizgowej. Wraz ze zmniejszaniem prędkości i zbliżaniem się do prędkości unoszenia obserwowany był wzrost temperatury we wszystkich punktach pomiarowych. Dopóki w łożysku utrzymywany był stabilny, gazowy klin smarny, zmiany temperatury folii ślizgowej w zależności od prędkości obrotowej były niewielkie i w poszczególnych punktach pomiarowych nie przekraczały kilku stopni Celsjusza. Spadek prędkości obrotowej poniżej prędkości unoszenia powodował natomiast wzrost temperatury oraz momentu tarcia, a także wzrost poziomu drgań.

W wyniku przeprowadzenia wielu prób przy różnych konfiguracjach stanowiska laboratoryjnego udało się ustalić, że najlepsze warunki pracy pojedynczego łożyska foliowego występowały przy swobodnej panwi. Całe łożysko opierało się wtedy na czopie stanowiącym przedłużenie sztywno podpartego wirnika elektrowrzeciona, a dzięki temu, że panew mogła się swobodnie przemieszczać w kierunku promieniowym, poza siłą grawitacji na łożysko nie działały dodatkowe obciążenia zewnętrzne [10]. W takim układzie panew mogła też zmieniać swoje położenie w zależności od prędkości obrotowej. Podobny stan pracy węzłów łożyskowych można uzyskać w maszynach wirnikowych, w których jako łożyska nośne zastosowane są dwa łożyska foliowe. Dzięki znacznej podatności zespołu folii, swobodny wirnik przy określonym stanie obciążenia może ustawić się w pozycji umożliwiającej optymalną pracę węzłów łożyskowych. Dzięki temu łożyska przenoszą wtedy znacznie mniejsze obciążenia związane z niedokładnościami wykonawczymi i montażowymi, a film smarny może się w nich tworzyć przy niższych prędkościach obrotowych. Poprawia to także trwałość elementów ślizgowych. Badania pojedynczego łożyska foliowego wykazały również, że nawet przy bardzo precyzyjnym wyosiowaniu czopa i panwi oraz ich sztywnym podparciu, taki węzeł łożyskowy nie pracował poprawnie i występowały problemy z wytworzeniem się gazowego klina smarnego, co skutkowało przyspieszonym zużyciem [10]. Należy bowiem zauważyć, że sztywność zespołu folii w kierunku promieniowym nie jest stała na całym obwodzie łożyska, a przy utwierdzeniu podpory łożyskowej i stałej pozycji czopa występowały problemy z dostosowaniem geometrii szczeliny smarnej do warunków pracy.

Kolejnym etapem badań eksperymentalnych łożysk foliowych było sprawdzenie poprawności działania takich łożysk w bardziej złożonym układzie – na dwupodporowym wirniku z łożyskami osadzonymi w sztywnych podporach. Taka konfiguracja stanowiska została przedstawiona na rys. 24. W ramach tych badań oprócz prędkości obrotowej oraz temperatury w łożyskach i na ich obudowach mierzone były również drgania względne wirnika w pobliżu łożysk, a także drgania bezwzględne podpór łożyskowych. Podczas różnego typu testów prędkość obrotowa wirnika dochodziła do 24 000 obr/min. Ponieważ w tym przypadku wirnik mógł dostosować swoje

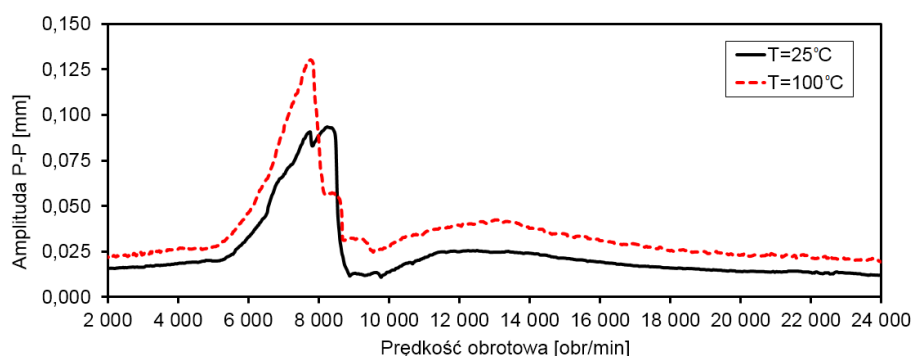
położenie do aktualnych warunków pracy (był połączony z układem napędowym tylko za pomocą sprzęgła elastycznego), można było zauważyć korzyści wynikające z samoadaptacyjnej geometrii łożysk foliowych. Maksymalny wzrost temperatury folii ślizgowej w najbardziej obciążonym miejscu nie przekraczał kilkunastu stopni Celsjusza, a całe łożysko przed osiągnięciem równowagi cieplnej nagrzewało się bardzo wolno i równomiernie [10]. Nawet długotrwałe testy przy różnych prędkościach nie powodowały wzrostu temperatury elementów łożyska, co świadczyło o jego poprawnej pracy i braku zużycia. Pomiarów drgań wykazały z kolei, że tylko w obszarze tworzenia się gazowego klina smarowego (przy ok. 9 000 obr/min) występowały drgania czopów o podwyższonej amplitudzie. W tym zakresie pracy łożyska tarcie suche stopniowo zanika, występuje wyraźny obszar przejściowy, po czym pojawia się tarcie płynne (rys. 14). Wraz ze wzrostem prędkości obrotowej drgania czopów w dwóch łożyskach stopniowo malały i przy 20 000 obr/min stabilizowały się na poziomie 20 μm (amplituda międzyszczytowa). Tak niski poziom drgań świadczył o bardzo dobrych właściwościach dynamicznych układu. Przykładowe trajektorie drgań czopów łożysk foliowych zarejestrowane przy prędkości 20 000 obr/min zostały przedstawione na rys. 26. Uwzględniając to, że sygnał z czujników przemieszczenia (na podstawie którego opracowano trajektorie drgań) nie został poddany obróbce, można uznać, że miały one regularny kształt, potwierdzający bardzo dobry stan dynamiczny badanego układu.



Rys. 26. Trajektorie drgań czopów łożysk foliowych przy prędkości 20 000 obr/min.

Omówione powyżej badania eksperymentalne łożysk foliowych zostały przeprowadzone w temperaturze pokojowej, a czas trwania poszczególnych serii pomiarowych nie przekraczał 30 minut. W tych warunkach, przy odpowiednio dobranych materiałach oraz poprawnym montażu łożysk, nie zaobserwowano zmian właściwości cieplnych i dynamicznych badanych łożysk. Również wizualna ocena stanu łożysk foliowych, które łącznie pracowały przez kilka godzin ze zmienną prędkością obrotową, nie wykazała żadnych uszkodzeń. Lokalne ślady wygładzenia folii ślizgowej można było traktować jako oznakę dotarcia, bo ochronna powłoka ślizgowa nie została w żadnym miejscu przerwana. Ogólnie, łożyska foliowe po badaniach w temperaturze pokojowej były w bardzo dobrym stanie, umożliwiającym ich dalszą pracę.

W typowych warunkach pracy łożysk foliowych, poza wysokimi prędkościami obrotowymi występuje również podwyższona temperatura. Aby w pełni ocenić właściwości łożysk foliowych oraz możliwość ich zastosowania w mikroturbinach konieczne było przeprowadzenie badań eksperymentalnych również w wyższej temperaturze [11]. Dlatego stanowisko laboratoryjne zostało wyposażone w odpowiednie urządzenia grzejne oraz osłonę termoizolacyjną, umożliwiające uzyskanie podwyższonej i stabilnej temperatury otoczenia węzła łożyskowego. Aby ocenić wpływ temperatury na charakterystyki układu wirującego z łożyskami foliowymi, przebiegi uzyskane w podwyższonej temperaturze zostały porównane z wynikami pomiarów wykonanych dla tego samego układu w czterokrotnie niższej temperaturze [11]. Porównanie przebiegów amplitud drgań czopa łożyska foliowego pracującego w temperaturze 25°C i 100°C przedstawiono na rys. 27.



Rys. 27. Porównanie przebiegów drgań względnych czopów łożysk foliowych pracujących w temperaturze 25°C i 100°C.

Na przedstawionym porównaniu wyraźnie widać, jaki wpływ na charakterystyki dynamiczne układu ma temperatura powietrza panująca w jego bezpośrednim sąsiedztwie. Zmianie uległa zarówno prędkość rezonansowa jak i poziom amplitud drgań. Przy temperaturze otoczenia układu wirującego na poziomie 25°C największe amplitudy drgań występowały przy ok. 8 400 obr/min, a po podniesieniu temperatury do 100°C przy prędkości 7 800 obr/min [11]. Wraz ze wzrostem temperatury maksymalna amplituda międzyszczytowa drgań w kierunku poziomym zwiększyła się z 0,1 mm do 0,13 mm. Spadek prędkości rezonansowej i wzrost amplitudy drgań można wyjaśnić m.in. większą podatnością folii w wyższej temperaturze, wynikającą ze zmiany właściwości materiałowych. Poza zakresem rezonansowym, przy niższych i wyższych prędkościach obrotowych, wirnik z łożyskami foliowymi w obydwóch przypadkach pracował stabilnie, a maksymalny poziom drgań nie przekraczał 50 μm . Najmniejszy wpływ temperatury na właściwości dynamiczne wirnika dało się zauważyć przy najwyższych prędkościach obrotowych, co potwierdzało możliwość pracy łożysk foliowych w warunkach typowych dla mikroturbin parowych. Również wzrost temperatury folii ślizgowej w łożysku funkcjonującym w podwyższonej temperaturze był podczas przeprowadzonych badań na akceptowalnym poziomie. Podobnie jak w przypadku badań w normalnej (niepodwyższonej) temperaturze otoczenia, po pewnym czasie pracy węzeł łożyskowy uzyskiwał równowagę cieplną [11]. Podobne do wyżej omówionych tendencje zostały zaobserwowane podczas badań łożysk foliowych w jeszcze wyższych temperaturach [E27,E37,L48,L59]. Poza niekorzystnym wzrostem amplitudy drgań w obszarze rezonansowym, nawet przy temperaturze otoczenia znacznie przekraczającej 100°C, łożyska foliowe zapewniały bardzo dobre właściwości dynamiczne wirnika w szerokim zakresie prędkości obrotowych.

Prowadząc różnego typu badania eksperymentalne łożysk foliowych zwracałem też uwagę na aspekty eksploatacyjne i problemy związane z ich zastosowaniem w maszynach wirnikowych [12]. W kilku przypadkach odnotowane zostały problemy termiczne, ale ich źródłem była zazwyczaj: zła konstrukcja łożyska lub niewłaściwe materiały, przeciążenie łożyska, źle przeprowadzony montaż lub zakłócanie ich pracy przez elementy pomiarowe. O ile wzrost temperatury otoczenia w przypadku poprawnie funkcjonującego łożyska może być przyczyną niewielkiego wzrostu poziomu drgań [11], to w przypadku poważnych problemów termicznych najczęściej dochodziło do bardzo szybkiego zużycia i trwałego uszkodzenia elementów łożyska [12]. W maszynach przepływowych drgania wirnika podpartego w łożyskach foliowych nie mogą być większe od luzów nadłopatkowych, a w przypadku maszyn z generatorami elektrycznymi od luzu pomiędzy wirnikiem i stojanem. W celu poprawy właściwości dynamicznych i tribologicznych łożysk foliowych można stosować różne metody ich chłodzenia. Badania łożyska foliowego chłodzonego trzema różnymi metodami zostały przedstawione w artykule [A12]. Jedna z testowanych metod, opierająca się na wykorzystaniu ogniw termoelektrycznych, pozwalała nie tylko na obniżenie temperatury folii ślizgowej, ale również na aktywne sterowanie rozkładem jej temperatury. Bardzo ważnym aspektem

związanym z eksploatacją łożysk foliowych jest również dobór odpowiedniego wcisku wstępnego. Uzyskuje się go poprzez dobór geometrii folii ślizgowej i podpierającej w taki sposób, aby przed osadzeniem czopa w łożysku średnica wewnętrzna nieobciążonej folii ślizgowej była mniejsza od średnicy czopa [E40]. Wcisk taki jest wymagany ze względu na poprawną współpracę czopa i zespołu folii przy wyższych prędkościach. Ogólnie dąży się do tego, aby wcisk był jak najmniejszy, gdyż zmniejsza to opory tarcia przy niskich prędkościach i ułatwia rozruch. Z drugiej strony zbyt mały wcisk wstępny sprawia, że czop może ze zbyt dużą swobodą przemieszczać się wewnątrz panwi, co prowadzi do nadmiernego wzrostu poziomemu drgań. Odpowiedni dobór wcisku ma również wpływ na warunki kształtowania się gazowego klina smarnego i prędkość unoszenia. Aby poprawnie dobrać wcisk wstępny należy uwzględnić warunki pracy łożyska foliowego już na etapie jego projektowania [12], a ostateczna weryfikacja poprawności doboru tego parametru powinna być przeprowadzona eksperymentalnie dopiero po wytworzeniu łożyska.

VII. Badania eksperymentalne innych niekonwencjonalnych systemów łożyskowania

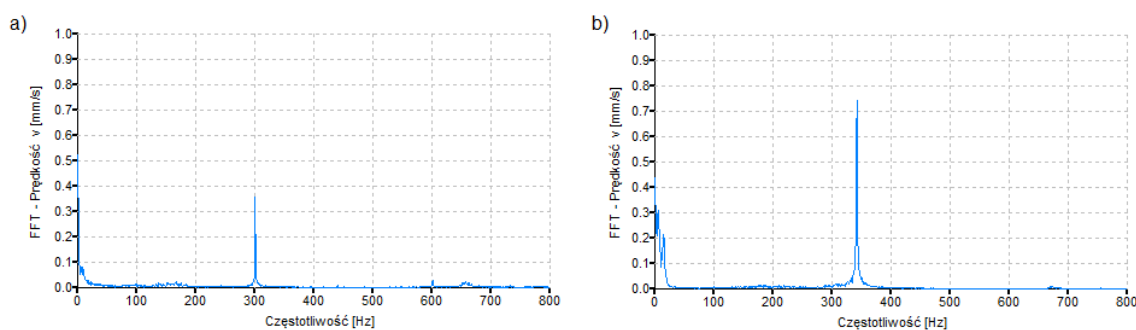
Głównym obiektem moich badań były łożyska foliowe, ale prowadzone przez mnie eksperymentalne prace badawcze dotyczyły również innych rodzajów łożysk, które także umożliwiają budowę bezolejowych maszyn przepływowych. Okazuje się, że technicznie możliwe jest zastosowanie kilku różnych systemów łożyskowania, które mogą funkcjonować bez smarowania olejowego. Ponieważ nie są to jednak rozwiązania powszechnie stosowane i w pełni poznane, uzasadnione było przeprowadzenie stosownych badań eksperymentalnych.

Alternatywą dla łożysk ślizgowych i gazowych smarowanych czynnikiem roboczym obiegu termodynamicznego są łożyska toczne. W standardowym wykonaniu do poprawnej i długotrwałej pracy wymagają one smarowania olejem lub smarem plastycznym. Od pewnego czasu produkowane są również ceramiczne łożyska toczne. Niektórzy producenci deklarują, że całoceramiczne łożyska toczne (w których zarówno elementy toczne jak i bieżnie są wykonane z materiałów ceramicznych) mogą pracować bez środka smarnego. Poza brakiem konieczności stałego smarowania, zaletami takich łożysk są: możliwość pracy przy wysokich prędkościach obrotowych, odporność na działanie wysokich temperatur i różnych substancji chemicznych oraz niski moment rozruchowy. W związku z tym, że powinny one umożliwiać budowę bezolejowych maszyn przepływowych, zostały poddane testom w warunkach laboratoryjnych [6,7,L15,L17]. Głównym celem badań w tym przypadku była ocena właściwości dynamicznych wirnika podpartego na takich łożyskach. Istotne było również wykrycie ewentualnych wad, o których zarówno w materiałach producentów jak i literaturze naukowej trudno jest znaleźć jakiejkolwiek informacje. Badania zostały przeprowadzone na uniwersalnym stanowisku badawczym, które zostało dostosowane do badań wirnika z dwoma ceramicznymi łożyskami tocznymi o średnicy nominalnej równej 20 mm. Dla celów porównawczych wykonane zostały również badania tego samego układu wirującego z typowymi łożyskami tocznymi wykonanymi ze stali oraz łożyskami hybrydowymi (elementy toczne były wykonane z ceramiki, a bieżnie ze stali).

Na podstawie uzyskanych wyników można było stwierdzić, że wirnik z ceramicznymi łożyskami tocznymi pracował stabilnie w szerokim zakresie prędkości obrotowej, która ze względu na układ napędowy była ograniczona do 10 000 obr/min. Przy prędkości rezonansowej obserwowany był natomiast gwałtowny wzrost poziomu drgań, co wynikało ze słabych właściwości tłumiących łożysk ceramicznych. Bezpośrednie porównanie charakterystyk wirnika podpartego w łożyskach tocznych wykonanych z różnych materiałów umożliwiło zaobserwowanie bardzo dużych różnic we właściwościach dynamicznych. Po zmianie łożysk ceramicznych na łożyska hybrydowe i stalowe poziom drgań zmniejszył się, co było najbardziej zauważalne w obszarze rezonansowym [6,7,L15,L17]. Również prędkość rezonansowa zmieniała się i była najniższa w przypadku łożysk

całoceramicznych. Można stwierdzić, że w porównaniu do łożysk tocznych wykonanych z innych materiałów łożyska ceramiczne wykazywały mniejszą sztywność i gorzej tłumiły drgania. Oprócz różnic we właściwościach fizycznych materiałów, wynikało to również z zauważonych podczas badań większych luzów pomiędzy elementami tocznymi i bieżniami. Gorsze właściwości dynamiczne wirnika nie wykluczają natomiast możliwości zastosowania całoceramicznych łożysk tocznych w mikroturbinach. Ich największymi wadami okazał się jednak wysoki poziom drgań (szczególnie w obszarze rezonansowym) oraz wyższy poziom hałasu generowanego podczas pracy. Emitowany hałas, który występował przy wyższych prędkościach obrotowych, może być trudny do zaakceptowania, szczególnie w miejscach gdzie przebywają ludzie. Można się również spodziewać, że praca takich łożysk przy wysokiej prędkości i dużym obciążeniu oraz braku środka smarnego będzie powodowała ich przyspieszone zużycie. Należy jednak podkreślić, że omawiane badania zostały przeprowadzone w temperaturze pokojowej. Dodatkowo, tylko łożyska całoceramiczne pracowały bez żadnego środka smarnego. W warunkach typowych dla mikroturbin parowych, a więc przy wyższych prędkościach oraz w podwyższonej temperaturze, prawdopodobnie wykazały by one swoją przewagę nad typowymi łożyskami tocznymi. Uzyskane wyniki potwierdziły więc, że całoceramiczne łożyska toczne mogą być brane pod uwagę jako tańsza alternatywa dla innych systemów łożyskowania stosowanych w mikroturbinach parowych, szczególnie tych które pracują przy niższych prędkościach obrotowych i w których z jakichś powodów zrezygnowano z zastosowania łożysk ślizgowych.

W ramach badań niekonwencjonalnych systemów łożyskowania prowadziłem również pomiary drgań mikroturbin parowych z łożyskami gazowymi zasilanymi parą czynnika niskowrzącego. Łożyska tego typu są budowane jako łożyska aerostaticzne lub aerostaticzno-dynamiczne, ale do ich zasilania zamiast powietrza stosuje się parę suchą czynnika niskowrzącego. Rozwiązanie to wydaje się naturalne w układach ORC, w których za parownikiem mamy do dyspozycji parę świeżą zasilającą układ łopatkowy mikroturbiny. Już kilka procent całkowitego masowego natężenia przepływu czynnika niskowrzącego w zupełności wystarcza do zasilania wszystkich łożysk gazowych. Taki system łożyskowania został zastosowany w dwóch mikroturbinach parowych ORC opracowanych w ramach projektu kluczowego [J1]. Badania eksperymentalne właściwości dynamicznych tych mikroturbin zostały omówione w pracach [6,7,13,14]. Badania te obejmowały m.in. ocenę stanu dynamicznego tych mikroturbin podczas generacji energii elektrycznych w różnych warunkach pracy. Analiza wyników przeprowadzonych pomiarów potwierdziła bardzo dobre właściwości dynamiczne wirników podpartych na łożyskach aerostaticznych zasilanych parą czynnika niskowrzącego, co objawiało się niskim poziomem drgań oraz dominacją w widmie drgań składowej o częstotliwości zgodnej z prędkością obrotową. Przykładowe wyniki pomiarów prędkości drgań wykonanych na korpusie 4-stopniowej mikroturbiny parowej ORC o mocy 3 kW [D2] zostały przedstawione na rys. 28. Wyraźnie widać, że przy dwóch różnych prędkościach obrotowych dominującą składową w widmie drgań była składowa synchroniczna, a poziom drgań był bardzo niski (V_{rms} poniżej 1 mm/s) [6,7]. Podobne wyniki uzyskano dla jednostopniowej mikroturbiny osiowej o zbliżonej mocy [6,7]. Ponieważ w tym przypadku pomiary wykonano na mikroturbinie nowo oddanej do użytku, rejestrowany poziom drgań był jeszcze niższy (V_{rms} poniżej 0,2 mm/s). Wirnik tej mikroturbiny pracował stabilnie nawet przy prędkości przekraczającej 25 000 obr/min.



Rys. 28. Drgania czterostopniowej mikroturbiny parowej ORC w postaci rozkładów częstotliwościowych prędkości drgań, zarejestrowane na korpusie przy prędkości 18 000 obr/min (a) oraz 20 500 obr/min (b).

Dodatkowe badania wykazały, że nawet przy zmianie geometrii układu łopatkowego mikroturbiny, której celem było zwiększenie jej sprawności, zaproponowany system łożyskowania spisywał się bardzo dobrze [13]. Pomimo że modyfikacja układu łopatkowego miała wpływ na obciążenie wirnika, łożyska gazowe zasilane parą czynnika niskowrzącego zapewniały bardzo dobre właściwości dynamiczne układu wirującego i związany z tym niski poziom drgań na korpusie maszyny. W ramach przeprowadzonych przeze mnie badań, pogorszenie właściwości dynamicznych mikroturbin z łożyskami zasilanymi parą czynnika niskowrzącego obserwowałem tylko w przypadku wystąpienia defektów w postaci wzrostu niewyważenia resztkowego lub zatkania otworów zasilających łożyska [6,7]. Problemy te wystąpiły w wyniku pojawienia się w instalacji ORC zanieczyszczeń, które następnie przedostały się do wnętrza korpusu mikroturbiny i łożysk. Miało to miejsce ze względu na fakt, że instalacja ORC pełniła funkcję obiektu doświadczalnego (były na niej testowane różne podzespoły) i taka sytuacja nie powinna mieć miejsca w przypadku hermetycznej instalacji napełnionej czystym czynnikiem roboczym.

Badania mikroturbin z łożyskami zasilanymi parą czynnika niskowrzącego obejmowały również pomiary, których celem było bieżące monitorowanie stanu technicznego całej maszyny oraz ocena jej oddziaływania na otoczenie [14]. Przeprowadzone badania wibrodiagnostyczne wykazały, że zarówno drgania jak i hałas towarzyszące pracy bezolejowych turbogeneratorów z łożyskami gazowymi były na bardzo niskim poziomie. Maksymalna wartość skuteczna prędkości drgań na korpusie mikroturbiny podczas tych badań nie przekraczała $V_{rms} = 0,6$ mm/s, a zarejestrowany równoważny poziom dźwięku osiągał maksymalnie $L_{Ceq} = 65,9$ dB [14]. Wartości te świadczą o niewielkim oddziaływaniu wysokoobrotowych mikroturbin z łożyskami gazowymi na otoczenie. Było to widać w szczególności przy bezpośrednim porównaniu poziomu drgań i hałasu z innymi urządzeniami ekspansyjnymi typu objętościowego, posiadającymi wolnoobrotowe wirniki łożyskowane tocznie. Badania porównawcze ekspandera spiralnego o mocy nominalnej 1 kWe wykazały, że jego pracy towarzyszył znacznie wyższy poziom drgań i hałasu [14]. Wartość skuteczna prędkości drgań w tym przypadku przekraczała poziom $V_{rms} = 7$ mm/s, a równoważny poziom dźwięku skorygowany charakterystyką częstotliwościową C przekraczał 83 dB. Dodatkowo, widmo drgań zmierzonych na korpusie ekspandera posiadało szereg składowych o wysokiej amplitudzie, co utrudniało ocenę stanu technicznego i wykrycie ewentualnych defektów. Należy również zauważyć, że wyniki tego typu badań, dotyczące małych urządzeń ekspansyjnych (o mocy kilku kWe) stosowanych w kogeneracji rozproszonej, praktycznie nie były dotychczas publikowane przez innych badaczy.

Doświadczenia zdobyte podczas badań eksperymentalnych różnego typu urządzeń ekspansyjnych pracujących w obiegach ORC zaowocowały opracowaniem publikacji przeglądowej, w której szczególną uwagę zwróciłem na aspekty eksploatacyjne [15]. Oprócz różnego typu ekspanderów objętościowych i przepływowych dostępnych na rynku, w artykule

uwzględnione zostały również ekspandery znajdujące się obecnie w fazie badawczo-rozwojowej. W artykule [15] wykazałem również, że oprócz podstawowych parametrów technicznych takich jak moc czy sprawność, przy wyborze ekspandera do konkretnej aplikacji decydujące znaczenie mają bardzo często aspekty eksploatacyjne, w tym sposób łożyskowania elementów wirujących. Najbardziej pożądane na rynku są ekspandery nie wymagające smarowania olejowego, ale bardzo często wiąże się to z koniecznością gruntownego przeprojektowania całej maszyny, a w niektórych przypadkach smarowanie olejowe jest wręcz niezbędne do poprawnego funkcjonowania (np. w ekspanderach łopatkowych). W tym kontekście turbogeneratory ORC stanowią wyjątek, gdyż w wersji bezolejowej zazwyczaj mają one prostszą konstrukcję, nie wymagającą stosowania uszczelnień hermetycznych i dodatkowych systemów smarowania olejowego łożysk. W pracy [15] przedstawiony został również przykład bezolejowej mikroturbiny ORC o mocy 30 kW [16], w której zastosowałem hermetyczny korpus i wysokoobrotowy generator osadzony na tym samym wale co tarcza wirnikowa mikroturbiny. W konstrukcji tej do podparcia wirnika zastosowałem dwa superprecyzyjne skośne łożyska toczne, w których funkcję czynnika smarnego spełnia skroplony czynnik niskowrzący. Badania tego turbogeneratora wykazały, że jego pracy towarzyszył bardzo niski poziom drgań i hałasu, co przy sprawności porównywalnej do innych ekspanderów sprawia, że może być to rozwiązanie bardzo perspektywiczne.

W tej części autoreferatu przedstawione zostały przykłady wykonanych przeze mnie badań różnych niekonwencjonalnych systemów łożyskowania oraz prototypowych maszyn przepływowych wyposażonych w takie systemy. Badania te pozwoliły na uzupełnienie mojej wiedzy na temat właściwości niekonwencjonalnych systemów łożyskowania, które można zastosować w innowacyjnych maszynach przepływowych oraz pozwoliły na poznanie zalet i wad różnych rozwiązań konstrukcyjnych. Zdobyte doświadczenie pokazuje, że w warunkach pracy typowych dla mikroturbin ORC, oprócz łożysk foliowych mogą być stosowane również inne łożyska, ale zależy to w dużej mierze od specyfiki konkretnego przypadku. Wydaje się jednak, że dążeniem wszystkich konstruktorów maszyn wirnikowych powinno być stosowanie takich systemów łożyskowania, które oprócz małych strat tarcia zapewniają niski poziom drgań i hałasu oraz wysoką trwałość i niezawodność. Jednocześnie nie mogą być to rozwiązania ani zbyt kosztowne, ani zbyt skomplikowane pod względem konstrukcyjnym. W tym kontekście, wraz z rozwojem metod analizy, projektowania i wytwarzania łożysk foliowych powinien poszerzać się również zakres ich zastosowań.

Podsumowanie omówienia zrealizowanych prac badawczych oraz uzyskanych wyników

Moje osiągnięcie naukowe związane jest z opracowaniem nowych metod analizy niekonwencjonalnych systemów łożyskowania, dedykowanych do mikroturbin energetycznych, oraz przeprowadzeniem badań symulacyjnych i eksperymentalnych takich systemów łożyskowania. Dotyczy to w szczególności rozwoju metod analizy i przeprowadzenia serii badań wysokoobrotowych łożysk foliowych, które są jedną z najbardziej innowacyjnych i perspektywicznych metod łożyskowania wysokoobrotowych maszyn przepływowych. Podsumowując omówienie najważniejszych prac badawczych i uzyskanych wyników, za największe moje osiągnięcia naukowe w dziedzinie nauk technicznych uważam:

- Przeprowadzenie wstępnej analizy różnych niekonwencjonalnych, bezolejowych systemów łożyskowania, w tym: łożysk hydrodynamicznych i hybrydowych (hydrostatyczno-hydrodynamicznych) smarowanych ciekłymi czynnikami niskowrzącymi oraz łożysk gazowych i foliowych. Analiza ta została wykonana przy pomocy odpowiednio przygotowanych, uproszczonych modeli numerycznych, ale pozwoliła na wstępną ocenę

możliwości zastosowania różnego typu niekonwencjonalnych systemów łożyskowania w mikroturbinach energetycznych.

- Opracowanie modelu numerycznego strukturalnej warstwy nośnej łożyska foliowego, umożliwiające wykonywanie analiz w zakresie obciążeń statycznych i dynamicznych. Model ten pomyślnie przeszedł weryfikację eksperymentalną i został zastosowany do opracowania kompleksowego modelu całego łożyska foliowego. Pozwala na symulacyjną ocenę właściwości strukturalnej części łożyska foliowego oraz jej optymalizację z uwzględnieniem pełnej geometrii, nieliniowej sztywności, zjawisk kontaktowych i procesów tarcia.
- Opracowanie koncepcji oraz algorytmu modelowania oddziaływań strukturalno-przepływowych w łożyskach foliowych, uwzględniającego zmiany geometrii szczeliny smarnej wywołane zmianami rozkładu ciśnienia w klinie smarnym oraz nieliniowe charakterystyki strukturalnej warstwy nośnej łożyska. Na podstawie opracowanej koncepcji i algorytmu obliczeniowego powstał pakiet programów o nazwie MESLOF, umożliwiający analizę łożysk foliowych smarowanych ciekłymi i gazowymi czynnikami smarnymi oraz analizę kinetostatyczną i dynamiczną wirników podpartych w takich łożyskach.
- Opracowanie metody modelowania wcisku wstępnego w łożyskach foliowych, umożliwiającej odwzorowanie wstępnego obciążenia zespołu folii czopem. Odwzorowanie tego zjawiska okazało się kluczowe w przypadku modelowania i analizy łożysk foliowych z wstępnym wciskiem. Opracowana metoda została zaimplementowana do pakietu programów serii MESLOF.
- Opracowanie metody analizy wirników podpartych na łożyskach foliowych w pełnym zakresie prędkości obrotowej, również przy bardzo niskich prędkościach obrotowych oraz w obszarze przejściowym pomiędzy tarciem suchym i płynnym. Opracowana metoda pomyślnie przeszła weryfikację eksperymentalną oraz została zaimplementowana w pakiecie programów serii MESLOF.
- Opracowanie modelu numerycznego umożliwiającego analizę zjawisk cieplnych występujących w elementach strukturalnych łożyska foliowego oraz wyznaczenie trójwymiarowego rozkładu temperatury w łożyskach pracujących w określonych warunkach. Opracowany model pozwolił m.in. na wyjaśnienie przyczyn zaobserwowanego podczas eksperymentów nierównomiernego nagrzewania się elementów łożyska foliowego oraz problemów z odprowadzaniem ciepła z folii ślizgowej.
- Przeprowadzenie serii obliczeń dla wirników podpartych na łożyskach foliowych i innych łożyskach bezolejowych, z wykorzystaniem własnych modeli numerycznych i narzędzi obliczeniowych. Przeprowadzone analizy poza wyznaczeniem charakterystyk różnych układów wirujących obejmowały także optymalizację systemów łożyskowania. Wykonane obliczenia dotyczyły zarówno różnych wirników laboratoryjnych, które zostały zastosowane na stanowiskach badawczych, jak i wirników kilku prototypowych mikroturbin parowych.
- Udział w przygotowaniu specjalistycznych stanowisk badawczych oraz realizacji serii badań eksperymentalnych gazowych łożysk foliowych. Zrealizowane badania obejmowały wyznaczenie charakterystyk dynamicznych i cieplnych pojedynczego łożyska foliowego oraz wirnika podpartego w takich łożyskach. Obszar prowadzonych badań obejmował wyznaczenie charakterystyk takich układów w szerokim zakresie prędkości obrotowych oraz przy różnych temperaturach otoczenia. Pozyskane w ten sposób charakterystyki pozwoliły na ocenę właściwości badanych układów, posłużyły do ich optymalizacji oraz zostały wykorzystane podczas weryfikacji modeli numerycznych.

- Przeprowadzenie badań eksperymentalnych różnych niekonwencjonalnych systemów łożyskowania, w tym: całoceramicznych i hybrydowych łożysk tocznych oraz łożysk gazowych zasilanych parą czynnika niskowrzącego. Badania te pozwoliły na doświadczalne poznanie zalet i wad różnych łożysk smarowanych niekonwencjonalnymi czynnikami smarnymi oraz pozyskanie charakterystyk niedostępnych dotychczas w literaturze. Przeprowadzone badania eksperymentalne zostały wykonane zarówno na wirnikach laboratoryjnych, stanowiących element stanowisk badawczych, jak i na prototypowych mikroturbinach parowych, posiadających łożyska bezolejowe.

Opracowane przeze mnie modele numeryczne, metody oraz algorytmy obliczeniowe zostały wykorzystane do opracowania środowiska obliczeniowego MESLOF, które służy do analiz łożysk foliowych oraz wirników podpartych na takich łożyskach. Najważniejsze wyniki badań naukowych zostały opublikowane w formie: monografii, rozdziałów monografii, artykułów naukowych, a także przedstawione na krajowych i zagranicznych konferencjach naukowych. Zdobyta podczas prowadzonych badań wiedzę oraz doświadczenie wykorzystałem również do opracowania nowych i innowacyjnych konstrukcji maszyn przepływowych, w których zastosowałem bezolejowe systemy łożyskowania. Praktyczne wykorzystanie efektów prowadzonych przeze mnie badań naukowych zostało szerzej omówione w kolejnej części autoreferatu.

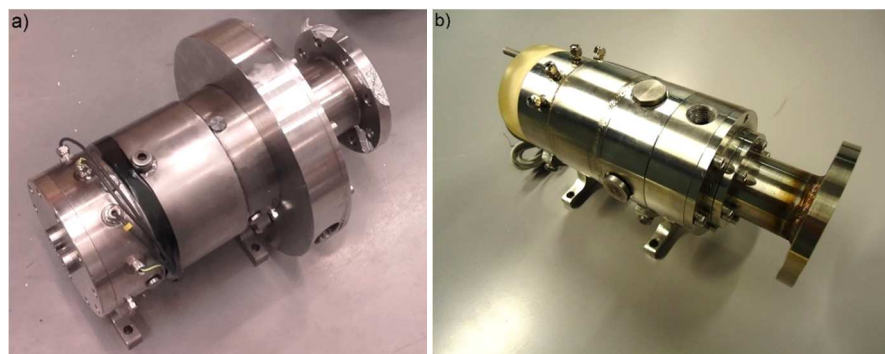
Wykorzystanie opracowanych metod i uzyskanych wyników

Prowadzone przeze mnie badania niekonwencjonalnych systemów łożyskowania nie ograniczały się wyłącznie do wykonywania analiz teoretycznych i badań laboratoryjnych, ale w dużej części były również ukierunkowane na praktyczne zastosowanie. Pomagało mi w tym moje wcześniejsze doświadczenie zawodowe, zdobyte w przemyśle w trakcie pracy na stanowisku konstruktora-technologa. Praktyczne wykorzystanie efektów mojej pracy naukowej dotyczyło zarówno opracowanych modeli numerycznych, metod komputerowej analizy systemów łożyskowania, jak i wyników badań doświadczalnych. Prowadzone przeze mnie badania były w dużej części wykonywane w ramach różnych projektów badawczych i rozwojowych, których celem było opracowanie prototypowych maszyn, które powstawały z myślą o rozwoju danej technologii do fazy przedwdrożeńowej, umożliwiającej jej komercjalizację i przyszłe wdrożenia. Opracowane przeze mnie modele i metody analizy niekonwencjonalnych systemów łożyskowania były wykorzystywane jako narzędzia obliczeniowe do analizy dość dużej grupy układów wirujących, z różnego typu niekonwencjonalnymi łożyskami. Poniżej pokrótce scharakteryzowałem zakres wykorzystania uzyskanych przeze mnie wyników badań, z podaniem odnośników do projektów badawczych oraz informacjami o wzorach użytkowych i patentach.

W ramach Projektu Kluczowego POIG.01.01.02-00-016/08 [J1] na etapie projektowania nowych, prototypowych turbogeneratorów ORC przeprowadziłem obliczenia dla różnych wersji wirników z kilkoma wariantami systemów łożyskowania, w tym: łożysk ślizgowych smarowanych ciekłym czynnikiem niskowrzącym, łożysk foliowych oraz łożysk tocznych. Moje obliczenia pomogły w wyborze optymalnych sposobów łożyskowania wirników tych turbogeneratorów. Jeden z opracowanych turbogeneratorów uzyskał ochronę praw autorskich w postaci wzoru użytkowego [D2] i został wykorzystany do budowy domowej mikrośilowni kogeneracyjnej ORC [B1], na którą również uzyskane zostało zastrzeżenie wzoru użytkowego [D1]. Mikrośilownia ORC, której byłem głównym konstruktorem i koordynatorem prac, została zaprezentowana na targach, uzyskując srebrny medal za innowacyjność [K5]. Podczas prac nad mikrośilownią uczestniczyłem również w opracowaniu nowego mikrowymiennika ciepła, który uzyskał ochronę patentową [C1]. Opracowane modele wykorzystałem również przy analizie i doborze systemu łożyskowania wirnika

nowego stanowiska badawczego, które powstało w ramach Projektu POIG.01.03.01-00-027/08 [J2]. Stanowisko to zostało zbudowane na Wydziale Nauk Technicznych UWM w Olsztynie. Wyniki moich obliczeń wykazały m.in., że w danych warunkach nie można zastosować gazowych łożysk foliowych i zaproponowałem inne metody łożyskowania. Następnie, wciąż udoskonalany model łożysk foliowych został zastosowany do analizy i optymalizacji konstrukcji wirnika i łożysk foliowych nowego stanowiska badawczego, które zostało opracowane i zbudowane w IMP PAN w Gdańsku w ramach projektu PBS1/A6/6/2012 [J5]. Prace eksperymentalne zrealizowane na tym stanowisku badawczym pozwoliły na pozyskanie obszernego zbioru wyników wykorzystywanych przy weryfikacji modeli numerycznych oraz przyczyniły się do opracowania nowych metod wytwarzania elementów łożysk foliowych. Nowa metoda wytwarzania folii podpierającej bazuje na zastosowaniu technik szybkiego prototypowania i stała się podstawą do opracowania wniosku patentowego [C2]. Na podstawie doświadczeń zdobytych podczas kilku lat badań łożysk foliowych, w ramach Projektu Sonata nr 2016/21/D/ST8/01711 [J8], zostało opracowane nowe łożysko foliowe. Konstrukcja tego łożyska została opracowana w taki sposób, aby możliwa była jego komercjalizacja i zastosowanie jako kompletnego węzła łożyskowego w maszynie wirnikowej.

Efekty realizacji moich badań mogłem wykorzystać także przy opracowywaniu kolejnych, nowych turbogeneratorów ORC. Stanowiło to w pewnym sensie zwieńczenie wcześniej prowadzonych przeze mnie badań teoretycznych i doświadczalnych nad rozwojem metod analizy różnych niekonwencjonalnych systemów łożyskowania oraz zdobytej jeszcze wcześniej wiedzy z zakresu dynamiki wirników. Prace nad nowymi turbogeneratorami realizowałem w ramach kolejnych projektów, w których jako główny konstruktor tych maszyn, odpowiadałem m.in. za opracowanie koncepcji konstrukcyjnej i za wybór systemu łożyskowania. Pierwszym przykładem takiej maszyny jest turbogenerator ORC z mikroturbiną promieniowo-osiową o mocy 30 kW (rys. 29a), w którym na podstawie przeprowadzonych analiz zastosowałem superprecyzyjne łożyska toczne oraz korpus o hermetycznej konstrukcji [16]. Maszyna ta została opracowana w ramach Zadania Badawczego nr 4 Programu Strategicznego NCBiR [J3].



Rys. 29. Prototypowe turbogeneratory ORC opracowane w technologii bezolejowej (a – turbogenerator o mocy 30 kW, b – turbogenerator o mocy 1 kW).

Opracowane narzędzia oraz zdobyte doświadczenie wykorzystałem również podczas prac nad konstrukcją turbogeneratora ORC o mocy 1 kW (rys. 29b), w którym nominalna prędkość obrotowa wynosi aż 100 tys. obr/min [17]. W tych warunkach zdecydowałem się na zastosowanie hybrydowych (aerostatyczno-aerodynamicznych) łożysk gazowych, które są zasilane parą czynnika niskowrzącego z obiegu ORC. Prace te były realizowane dla partnera przemysłowego w ramach projektu POIR.02.03.02-22-0009/15 [J7]. Aktualnie biorę udział w kolejnych projektach [J9,J10] ukierunkowanych na praktyczne wykorzystanie wyników badań, w których odpowiadam za opracowanie konstrukcji kolejnych turbogeneratorów ORC o mocach na poziomie 30 kW i 15 kW oraz za dobór systemów łożyskowania. Prace nad tymi maszynami są już na tyle zaawansowane, że

można potwierdzić zastosowanie w nich bezolejowych systemów łożyskowania. Wyniki prowadzonych przeze mnie badań różnego typu łożysk nie wymagających smarowania olejowego znalazły więc szerokie zastosowanie, a kolejne przedsięwzięcia projektowe, w które jestem zaangażowany [J11], powinny umożliwić szersze wykorzystanie również gazowych łożysk foliowych.

Na podstawie rozwijanych przeze mnie modeli oraz metod analizy niekonwencjonalnych systemów łożyskowania został opracowany pakiet programów komputerowych o nazwie MESLOF. Pakiet programów MESLOF bazuje na środowisku obliczeniowym MESWIR (które zostało opracowane we wcześniejszych latach w Zakładzie Dynamiki Wirników i Łożysk Ślizgowych IMP PAN pod kierunkiem prof. J. Kicińskiego), ale został on opracowany z mojej inicjatywy i wg mojej koncepcji modelowania interakcji strukturalno-przepływowych w łożyskach foliowych. W pracach nad pakietem MESLOF brało udział kilku pracowników Zakładu Dynamiki i Diagnostyki Turbin IMP PAN, a główna część prac została zrealizowana w ramach projektu nr POIG.01.03.01-00-027/08 [J2], w którym kierowałem zespołem badawczym IMP PAN. W ten sposób efekty badań naukowych zostały wykorzystane do opracowania uniwersalnego narzędzia obliczeniowego, umożliwiającego analizę właściwości kinetostatycznych i dynamicznych wirników podpartych nie tylko na łożyskach foliowych, ale również innych niekonwencjonalnych łożyskach. Pakiet programów MESLOF znacząco więc rozszerzył możliwości obliczeniowe systemu MESWIR.

Podsumowując tą część autoreferatu można stwierdzić, że opracowane przeze mnie modele numeryczne, metody obliczeniowe oraz uzyskane wyniki badań eksperymentalnych znalazły szerokie zastosowanie praktyczne. Zostały wykorzystane przy opracowywaniu nowych stanowisk badawczych oraz nowych konstrukcji łożysk jak i prototypowych turbogeneratorów ORC. Na podstawie zaproponowanych przeze mnie modeli opracowane zostało również środowisko obliczeniowe MESLOF, które ułatwia prowadzenie analiz obliczeniowych i optymalizację wirników i łożysk nie wymagających smarowania olejowego. Środowisko to jest stale rozwijane w Zakładzie Dynamiki i Diagnostyki Turbin IMP PAN i jest na bieżąco wykorzystywane przy pracach nad kolejnymi maszynami wirnikowymi. Ponieważ w ostatnich latach obserwowany jest stały wzrost zainteresowania bezolejowymi maszynami przepływowymi, można spodziewać się również coraz szerszego zakresu wykorzystywania rezultatów prowadzonych przeze mnie badań naukowych i prac rozwojowych.

5. Omówienie pozostałych osiągnięć naukowo-badawczych

Działalność naukowo-badawcza przed uzyskaniem stopnia naukowego doktora

Studia magisterskie na kierunku mechanika i budowa maszyn ukończyłem z wyróżnieniem w 2005 roku, na Wydziale Nauk Technicznych UWM w Olsztynie. Jako specjalność wybrałem inżynierskie zastosowanie komputerów. Moją pracę magisterską przygotowywałem w katedrze Mechaniki i Podstaw Konstrukcji Maszyn pod opieką dr inż. Jerzego Domańskiego. Tematem mojej pracy magisterskiej była „Optymalizacja konstrukcji zbiornika ciśnieniowego przy wykorzystaniu systemów CAD/CAE”. Temat pracy magisterskiej był ściśle związany z moją pracą zawodową, którą podjąłem jeszcze w trakcie studiów. Równoległe ze studiami dziennymi, przez ponad rok, pracowałem w przemyśle jako konstruktor-technolog zbiorników i urządzeń ciśnieniowych. Rezultaty analiz prowadzonych w ramach pracy magisterskiej mogłem więc wykorzystać w praktyce inżynierskiej.

Po ukończeniu studiów w 2005 roku rozpocząłem pracę w Instytucie Maszyn Przepływowych im. Roberta Szewalskiego PAN w Gdańsku. Zostałem zatrudniony w Zakładzie Dynamiki

Wirników i Łożysk Ślizgowych, gdzie od początku zajmowałem się badaniami właściwości dynamicznych maszyn wirnikowych, w szczególności modelowaniem i analizą konstrukcji podpierających takich maszyn. Swoją rozprawę doktorską pt. „Analiza defektów konstrukcji podpierającej w odniesieniu do stanu dynamicznego maszyny wirnikowej” przygotowałem pod opieką naukową prof. dr hab. inż. Jana Kicińskiego. Stopień naukowy doktora nauk technicznych w dyscyplinie budowa i eksploatacja maszyn (specjalność: dynamiki maszyn) uzyskałem w styczniu 2011 roku. W ramach prac nad doktoratem udało mi się m.in.:

- opracować wiarygodny model numeryczny konstrukcji podpierającej wielkogabarytowej maszyny wirnikowej, pozwalający na jakościową i ilościową ocenę wpływu różnych defektów na jej właściwości dynamiczne,
- zmodyfikować dwupunktową metodę transformacji charakterystyk dynamicznych konstrukcji podpierającej, co pozwoliło na wykorzystanie tej metody do analizy właściwości dynamicznych całej maszyny wirnikowej w obecności defektów układu podpierającego,
- przeprowadzić obszerną analizę symulacyjną różnych, często występujących w praktyce, defektów konstrukcji podpierającej wirnik, wraz z opracowaniem zestawienia symptomów diagnostycznych oraz oceną ich wpływu na stan dynamiczny maszyny.

Moja prac doktorska została wyróżniona przez Radę Naukową Instytutu Maszyn Przepływowych PAN w Gdańsku oraz otrzymałem za nią Nagrodę Naukową Wydziału IV Nauk Technicznych PAN, a także Nagrodę Prezesa Rady Ministrów.

Już podczas przygotowywania rozprawy doktorskiej aktywnie uczestniczyłem w projektach badawczych, realizowanych w Zakładzie Dynamiki Wirników i Łożysk Ślizgowych, współpracując z innymi zakładami naukowymi IMP PAN oraz krajowymi ośrodkami naukowymi. Jeszcze przed uzyskaniem stopnia naukowego doktora pełniłem funkcję kierowniczą w dwóch projektach. W Projekcie Kluczowym POIG.01.01.02-00-016/08 [J1] byłem koordynatorem grupy zadań badawczych oraz kierownikiem jednego zadania, a w projekcie POIG.01.03.01-00-027/08 [J2] byłem kierownikiem zespołu badawczego IMP PAN. Pierwszy z tych projektów był poświęcony opracowaniu innowacyjnych technologii energetycznych stosowanych w kogeneracji rozproszonej, a ja odpowiadałem m.in. za analizę właściwości dynamicznych i wytrzymałościowych turbogeneratorów ORC oraz koordynowałem prace nad mikrośiłownią kogeneracyjną ORC. W ramach drugiego projektu prowadzone były prace nad innowacyjnym systemem łożyskowania mikroturbin energetycznych, a kierowany przeze mnie zespół badawczy rozwijał modele numeryczne takich łożysk. Ponieważ projekty te miały charakter badawczo-rozwojowy, umożliwiały bezpośrednie wykorzystanie wyników badań naukowych podczas opracowywania i budowy prototypów.

Działalność naukowo-badawcza po uzyskaniu stopnia naukowego doktora

Po uzyskaniu stopnia naukowego doktora moje zainteresowania naukowe znacznie się poszerzyły. W dalszym ciągu zajmowałem się maszynami wirnikowymi, ale poza modelowaniem i analizą ich właściwości dynamicznych zainteresowałem się również ich systemami łożyskowania oraz badaniami eksperymentalnymi. W szczególności zająłem się rozwojem metod modelowania i analizą bezolejowych systemów łożyskowania, a po rozbudowie zaplecza laboratoryjnego również badaniami eksperymentalnymi takich łożysk. Na poszerzenie moich zainteresowań naukowych duży wpływ miało również objęcie funkcji zastępcy kierownika Zakładu Dynamiki Wirników i Łożysk Ślizgowych (w 2013 roku), a następnie powołanie mnie na stanowisko kierownika Zakładu Dynamiki i Diagnostyki Turbin (w 2014 roku). Od tego czasu nie tylko prowadziłem własne badania naukowe, ale również organizowałem pracę kilkusobowego zespołu. W tym czasie moje

zainteresowania naukowe obejmowały już także większe systemy energetyczne, w których wykorzystuje się różnego typu maszyny przepływowe, w tym maszyny posiadające wysokoobrotowe wirniki podparte w łożyskach nie wymagających smarowania olejowego. Badania w tym zakresie mogłem prowadzić dzięki uczestnictwu w kolejnych projektach badawczych. W ostatnich latach współpracowałem również z zakładami przemysłowymi, głównie w zakresie analizy i diagnostyki różnego typu maszyn przepływowych. Moja działalność naukowo-badawcza w różnych obszarach została pokrótce scharakteryzowana w kolejnych akapitach autoreferatu.

Udział w projektach badawczych rozpocząłem jeszcze w trakcie prac nad rozprawą doktorską, i kontynuowałem go z jeszcze większą intensywnością po uzyskaniu stopnia naukowego doktora. W ramach projektu kluczowego POIG.01.01.02-00-016/08 [J1] kontynuowałem koordynację prac nad domową mikrośiłownią kogeneracyjną ORC oraz byłem jej głównym konstruktorem [B1,D1]. Opracowana mikrośiłownia została wystawiona na targach, gdzie uzyskała nagrodę za innowacyjność [K5]. Efektem tego projektu były również inne patenty i wzory użytkowe, których jestem współautorem [C1,D2]. Jeszcze w trakcie realizacji tego projektu IMP PAN uzyskał tytuł „Jakość Roku 2010” [O5], a po jego zakończeniu światową nagrodę Energy Globe National Award 2015 [K6]. Po zakończeniu prac nad doktoratem zakończyła się również realizacja projektu POIG.01.03.01-00-027/08 [J2], a głównym efektem prac zespołu, którym kierowałem, było opracowanie narzędzi obliczeniowych i modeli numerycznych służących do analizy łożysk foliowych. W tym samym czasie uczestniczyłem jako wykonawca w projekcie wykonywanym w ramach Programu Strategicznego NCBiR [J3], w którym w 2015 roku opracowałem konstrukcję prototypowego turbogeneratora ORC o mocy 30 kW [16]. W ramach projektu „PRO INNOWACJE IMP PAN” [J4] brałem udział w tworzeniu w IMP PAN spółki zajmującej się komercjalizacją wyników badań naukowych. Moje podstawowe zainteresowania naukowe dotyczące dynamiki wysokoobrotowych wirników i niekonwencjonalnych systemów łożyskowania rozwijałem w projekcie TEG-TEC [J5], którego byłem głównym wykonawcą. Następnie uczestniczyłem w projekcie SuPREME [J6], realizowanym we współpracy z zagranicznymi ośrodkami naukowymi w ramach programu Unii Europejskiej – Horyzont 2020. Projekt ten był poświęcony rozwojowi energetyki rozproszonej. W ramach tego projektu odbyłem również kilkudniowe pobyty zagraniczne [V2,V3] oraz miesięczny staż naukowy na Uniwersytecie Twente w Holandii [V4]. Aktualnie, moje główne zainteresowania naukowe rozwijam w ramach projektu nr 2016/21/D/ST8/01711 [J8], uzyskanego w konkursie NCN Sonata. Jestem kierownikiem tego projektu i jest on poświęcony przede wszystkim badaniom procesów antywibracyjnych w gazowych łożyskach foliowych. Prace naukowo-badawcze ukierunkowane na praktyczne wykorzystanie wyników badań naukowych prowadzę z kolei w trzech projektach realizowanych we współpracy z partnerami przemysłowymi. W projekcie POIR.02.03.02-22-0009/15 [J7] kieruję pracami zespołu IMP PAN, których celem jest budowa nowego turbogeneratora ORC o mocy 1 kW, z elementami wykonanymi z tworzyw sztucznych. Jestem również głównym konstruktorem tego turbogeneratora [17]. W pracach nad nowym turbogeneratorem ORC o mocy 30 kW uczestniczę też jako wykonawca w projekcie POIR.01.01.01-00-0512/16 [J9]. Od początku 2018 roku uczestniczę także w projekcie BIOSTRATEG TechRol [J10]. W projekcie tym pełnię rolę koordynatora grupy zadań oraz głównego wykonawcy zadania poświęconego opracowaniu nowych technologii dedykowanych do zastosowania na terenach wiejskich. W kolejnych latach zamierzam kontynuować prace nad nowymi, bezolejowymi maszynami przepływowymi. W pozyskanym w ostatnim czasie projekcie aplikacyjnym POIR.04.01.04-00-0014/17 o akronimie VoltAeris [J11], jako lider zespołu z zakresu zagadnień mechanicznych i członek kluczowego personelu B+R będę brał udział w opracowaniu i budowie turbogeneratora z mikroturbiną gazową, zasilaną z zewnętrznej komory spalania. Ze względu na bardzo trudne warunki pracy takiego turbogeneratora,

projekt ten stanowi dla mnie duże wyzwanie zarówno pod względem naukowym jak i aplikacyjnym. Podsumowując tą część autoreferatu mogę stwierdzić, że posiadam duże doświadczenie w realizacji różnych projektów badawczo-rozwojowych, zarówno jako wykonawca jak i pełniąc funkcje kierownicze. Duża część projektów, w których dotychczas uczestniczyłem, miała charakter rozwojowy, więc oprócz opublikowanych wyników badań naukowych opracowane zostały również prototypy nowych maszyn i urządzeń.

W ramach swojej pracy zawodowej zawsze kładłem nacisk na praktyczne wykorzystanie wyników badań naukowych oraz zastosowanie zdobywanej wiedzy i najnowszych narzędzi obliczeniowych do rozwiązywania rzeczywistych problemów inżynierskich. Moją współpracę z przemysłem po uzyskaniu stopnia naukowego doktora rozpocząłem od ekspertyzy, której celem było wykrycie przyczyn podwyższonego poziomu drgań i hałasu nowego hydrozespołu w elektrowni wodnej [F1]. Badania diagnostyczne hydrozespołów kontynuowałem w kolejnych latach, wykonując ekspertyzy dotyczące różnego rodzaju turbin wodnych pracujących w Polsce [F10] oraz za granicą [F7]. Drugi obszar tematyczny usług badawczych wykonywanych na zamówienie przemysłu dotyczył układów kogeneracyjnych [F3,F5] oraz funkcjonujących w takich układach mikroturbin parowych [F4,F13]. Wykonywałem również ekspertyzy i przygotowywałem opinie techniczne dotyczące sprężarek przemysłowych i turbin parowych [F15,F16,F18], a także pomp wirowych dużej mocy [F17]. W pracach tych, dotyczących różnego typu maszyn wirnikowych, wykorzystywałem najnowsze techniki pomiarowe oraz zaawansowane narzędzia obliczeniowe, co pozwalało mi na rozwiązywanie nawet bardzo złożonych problemów technicznych. Poza badaniami maszyn wirnikowych zajmowałem się również rozwojem nowych technologii i rozwiązywaniem bieżących problemów technicznych, pojawiających się w różnych zakładach przemysłowych. W tym zakresie przygotowywałem opinie i ekspertyzy dotyczące np.: technologii wyważania wirników [F2], tłumienia drgań [F6], suszenia i efektywności energetycznej [F8,F9], przekładni łańcuchowych [F11] i zębatych [F14] oraz sieci elektroenergetycznych [F12]. Łącznie jestem autorem lub współautorem 18 ekspertyz i opinii technicznych. W większości tych prac pełniłem funkcję kierownika zespołu lub głównego wykonawcy. Wysoki poziom świadczonych usług badawczych sprawił, że od kilku lat stale współpracuję w roli eksperta z kilkoma przedsiębiorstwami, co pozwala na łączenie pracy naukowej z praktyką inżynierską.

Badania prowadzone w ramach działalności statutowej IMP PAN, realizowanych projektów badawczych i rozwojowych oraz prac aplikacyjnych wykonywanych na zlecenie przemysłu były dla mnie inspiracją do przygotowania publikacji naukowych. Jestem autorem lub współautorem blisko 200 różnego typu publikacji naukowych, z czego około 150 prac opublikowałem po uzyskaniu stopnia naukowego doktora. Za największe moje osiągnięcia publikacyjne uważam współautorską monografię pt. „Steam microturbines in distributed cogeneration” opublikowaną w 2014 roku przez wydawnictwo Springer oraz 12 artykułów naukowych opublikowanych w czasopismach znajdujących się na liście Journal Citation Reports (posiadających współczynnik wpływu – ang. impact factor), takich jak: Journal of Tribology, Energy, Bulletin of the Polish Academy of Sciences, Journal of Vibroengineering, czy Journal of Power and Energy. Ogólnie, po doktoracie opublikowałem: 19 artykułów znajdujących się w bazie Web of Science, 42 artykuły w innych recenzowanych czasopismach międzynarodowych i krajowych, byłem współautorem 4 monografii oraz 83 referatów zaprezentowanych na międzynarodowych i krajowych konferencjach naukowych. Sumaryczny Impact Factor moich publikacji naukowych wynosi 11,288. Aktualny indeks Hirscha wg bazy Web of Science wynosi 4, wg bazy Scopus 6, a według bazy Google Scholar 10. Moje artykuły naukowe według bazy Web of Science były cytowane 57 razy, wg bazy Scopus 123 razy, a według Google Scholar 314 razy. Ponieważ większość moich publikacji naukowych została opublikowana w ciągu ostatnich kilku lat, podane wskaźniki bibliometryczne stale rosną.

Moje kolejne publikacje naukowe są aktualnie na etapie recenzji i powinny ukazać się w najbliższych miesiącach. Oprócz aktywności publikacyjnej, pełniłem również funkcję recenzenta, oceniając artykuły zgłaszane do czasopism naukowych oraz na konferencje. Dotychczas przygotowałem łącznie 36 recenzji takich artykułów, w tym 17 recenzji było przygotowanych na zaproszenie czasopism znajdujących się w wykazie Web of Science. Za recenzje przygotowane do czasopisma Energy wydawnictwo Elsevier w marcu 2018 roku przyznało mi certyfikat „Outstanding Contribution in Reviewing”.

W 2014 roku dyrekcja Instytutu Maszyn Przepływowych PAN powierzyła mi funkcję kierownika Zakładu Dynamiki i Diagnostyki Turbin, co pozwoliło mi na dalszy rozwój naukowy. Od tego czasu miałem bezpośredni wpływ na organizację pracy 7-osobowego zespołu naukowego oraz tematykę prowadzonych badań. Duży wpływ na wybór zagadnień badawczych, którymi zajmował się zespół naukowy Zakładu Dynamiki i Diagnostyki Turbin miała moja skuteczność w pozyskaniu kolejnych projektów. Przygotowując wnioski o nowe projekty starałem się dobierać tematykę w taki sposób, aby podczas ich realizacji wykorzystać wiedzę i doświadczenie pracowników zakładu, a nowe kierunki proponowanych badań określać obserwując najnowsze trendy w gospodarce i energetyce. Po pewnym czasie przyniosło to pozytywny efekt w postaci pozyskanych kilku projektów badawczo-rozwojowych, w realizację których zaangażowałem wszystkich pracowników Zakładu Dynamiki i Diagnostyki Turbin. Aktualnie prowadzę działania w celu pozyskania nowych projektów w ramach programu UE Horyzont 2020. Wspólnie z innymi europejskimi partnerami naukowymi i przemysłowymi uczestniczyłem w przygotowaniu dwóch wniosków projektowych. Zaproszenie mnie do współpracy było jednym z efektów stażu naukowego, który odbyłem w 2016 roku na Uniwersytecie Twente w Holandii [V4] w ramach projektu europejskiego SuPREME [J6]. Staż ten utwierdził mnie w przekonaniu, że pracę zespołu naukowego należy organizować w oparciu o projekty i doktoraty. Dlatego tematy prac doktorskich realizowanych w Zakładzie Dynamiki i Diagnostyki Turbin są ściśle związane z aktualnymi projektami badawczymi, co ułatwia organizację pracy i umożliwia skupienie się młodych pracowników naukowych na najnowszych zagadnieniach, które często są również ukierunkowane na przyszłe zastosowania. Posiadam także doświadczenie jako promotor pomocniczy w dwóch przewodach doktorskich. Jeden z nich zakończył się już publiczną obroną w 2016 roku [U1], a drugi jest w trakcie realizacji [U2]. Aktualnie jestem opiekunem naukowym dwóch kolejnych doktorantów, którzy nie mają jeszcze otwartych przewodów doktorskich [U3,U4]. Tematem pierwszego z nich jest zastosowanie metod szybkiego prototypowania w budowie maszyn wirnikowych, a drugi dotyczy rozwoju nowych metod oceny stanu technicznego, dedykowanych m.in. do diagnostyki turbin gazowych.

Poza doświadczeniem w organizacji pracy zespołu naukowego, posiadam także doświadczenie w organizacji laboratoriów badawczych. Uczestniczyłem w opracowaniu koncepcji i wyposażaniu laboratoriów w IMP PAN w Gdańsku oraz w Centrum Badawczym PAN w Jabłonie [S7]. W dalszym ciągu aktywnie uczestniczę w pozyskaniu środków na ich utrzymanie i rozwój oraz jestem ich opiekunem. Brałem również udział w pracach sieci naukowej EKO-ENERGIA [P1] oraz Bałtyckiego Klastra Ekoenergetycznego [P2]. Od 2012 roku jestem członkiem Polskiego Towarzystwa Diagnostyki Technicznej (PTDT) [R1], a od 2013 roku członkiem American Society of Mechanical Engineers (ASME) [R2]. Za dotychczasową działalność naukową otrzymałem wiele nagród i wyróżnień indywidualnych oraz zespołowych, w tym Nagrodę Naukową Wydziału IV Nauk Technicznych PAN [K2] i nagrodę Prezesa Rady Ministrów [K4] za rozprawę doktorską oraz Srebrny Krzyż Zasługi [K8] za działalność na rzecz rozwoju nauki. Szczegółowy wykaz moich osiągnięć zawodowych został przedstawiony w załączniku 3 do autoreferatu, a ich statystyczne zestawienie zostało przedstawione w tabeli 1.

Tabela 1. Zestawienie statystyczne osiągnięć naukowo-badawczych oraz dorobku dydaktycznego i popularyzatorskiego habilitanta (na dzień 18.06.2018).

Lp.	Osiągnięcie / Dorobek	Liczba / Wartość		
		Przed dr	Po dr	Razem
1	Autorstwo lub współautorstwo publikacji naukowych znajdujących się w bazie Web of Science (w tym w czasopismach z listy Journal Citation Reports – JCR)	2	19(12)	21(12)
2	Autorstwo zrealizowanego oryginalnego osiągnięcia projektowego, konstrukcyjnego lub technologicznego	0	3	3
3	Udzielone patenty międzynarodowe lub krajowe (oraz złożone wnioski patentowe)	0	1(1)	1(1)
4	Wynalazki, wzory użytkowe i przemysłowe, które uzyskały ochronę i zostały wystawione na międzynarodowych lub krajowych wystawach lub targach	0	2	2
5	Autorstwo lub współautorstwo monografii	1	4	5
6	Publikacje w recenzowanych czasopismach międzynarodowych i krajowych spoza JCR i WoS	13	42	55
7	Autorstwo lub współautorstwo ekspertyz i opinii technicznych	0	18	18
8	Sumaryczny Impact Factor publikacji naukowych według listy Journal Citation Reports (JCR), zgodnie z rokiem opublikowania	0	11,288	11,288
9	Liczba cytowań publikacji według bazy Web of Science	1	56	57
10	Liczba cytowań publikacji według Google Scholar	26	288	314
11	Indeks Hirscha opublikowanych publikacji według bazy Web of Science	1	4	4
12	Indeks Hirscha opublikowanych publikacji według Google Scholar	3	10	10
13	Kierowanie międzynarodowymi lub krajowymi projektami badawczymi i rozwojowymi lub udział w takich projektach (funkcja kierownicza)	4(2)	8(3)	12(5)
14	Międzynarodowe lub krajowe nagrody za działalność naukową	4	9	13
15	Autorstwo lub współautorstwo referatów na międzynarodowych lub krajowych konferencjach tematycznych	32	83	115
16	Członkostwo w międzynarodowych lub krajowych organizacjach i towarzystwach naukowych	0	2	2
17	Opieka naukowa nad doktorantami w charakterze opiekuna naukowego lub promotora pomocniczego	0	4	4
18	Staże w zagranicznych lub krajowych ośrodkach naukowych lub akademickich	1	3	4
19	Udział w zespołach eksperckich i konkursowych	1	2	3
20	Recenzowanie publikacji w czasopismach międzynarodowych i krajowych (w tym czasopisma z bazy Web of Science)	0	36(17)	36(17)