

dr hab. inż. Grzegorz Żywica

dr inż. Tomasz Z. Kaczmarczyk

Department of Turbine Dynamics and Diagnostics
Institute of Fluid Flow Machinery, Polish Academy of Sciences
Fiszera 14 str., 80-231 Gdansk, Poland
E-mail: gzywica@imp.gda.pl, tkaczmarczyk@imp.gda.pl

Eksperymentalna ocena właściwości dynamicznych mikroturbiny energetycznej w obecności defektów układu wirującego

Experimental evaluation of dynamic properties of the energy microturbine with defects in the rotating system

Słowa kluczowe: *mikroturbiny, wysokoobrotowe wirniki, uszkodzenia układu wirującego, drgania maszyn wirnikowych, dynamika wirników*

Keywords: *microturbines, high-speed rotors, damage in a rotating system, vibrations of turbomachines, rotor dynamics*

Streszczenie: We współczesnych systemach energetycznych coraz częściej do wytwarzania energii elektrycznej stosowane są różnego typu mikroturbiny. Charakterystyczną cechą takich maszyn są wysokoobrotowe wirniki, których prędkości obrotowe mogą przekraczać nawet 100 000 obr/min. Praca wirnika w takich warunkach wymaga zastosowania specjalnych rozwiązań konstrukcyjnych i bardzo dużej precyzji wykonania, a podczas eksploatacji zachowania odpowiednich procedur przy rozruchu i odstawieniu, a także stosowania dedykowanych systemów diagnostycznych. W niniejszym artykule zostały omówione badania eksperymentalne mikroturbiny parowej o mocy 2,5 kW, pracującej w prototypowym układzie kogeneracyjnym. Wykonane pomiary obejmowały ocenę stanu dynamicznego podczas normalnej pracy maszyny oraz badania jej właściwości dynamicznych w obecności defektów układu wirującego. Uzyskane wyniki pomiarów, w postaci rozkładów częstotliwościowych drgań, pozwalają na zdefiniowanie symptomów diagnostycznych typowych dla różnych defektów, które mogą pojawić się podczas eksploatacji tej klasy maszyn wirnikowych.

Abstract: Today's energy systems increasingly use various types of microturbines to generate electricity. A specific feature of such a type of machines is a high-speed rotor, whose rotational speed can be higher than 100,000 rpm. Failure-free operation of microturbine rotors at high speeds requires both special design and high precision of the manufacturing process. What is more, proper procedures must be followed during run-up and coast-down phases; also, dedicated diagnostic systems have to be used. This article discusses the experimental research conducted on a 2.5 kW vapour microturbine that operated in a prototypical combined heat and power plant. A series of measurements was carried out to evaluate the dynamic performance of the machine during normal operation. After certain defects of the rotating system occurred, there was a need to perform a new series of measurements in order to assess the dynamic properties of the machine. The obtained measurement results, in the form of vibration velocity spectra, allowed to define diagnostic symptoms corresponding to particular defects. Similar diagnostic symptoms can occur during the operation of this class of turbomachines.

1. Wprowadzenie

W nowoczesnych systemach elektroenergetycznych coraz większą rolę odgrywają rozproszone źródła energii, które umożliwiają efektywne wytwarzanie energii cieplnej i elektrycznej w małej skali, w oparciu o lokalne zasoby energetyczne [3]. W zależności od dostępnego źródła energii pierwotnej lub odnawialnej oraz zapotrzebowania energetycznego, do wytwarzania energii elektrycznej w takich układach mogą być stosowane różnego typu mikroturbiny ciepłe [21]. Ich cechami charakterystycznymi są: możliwość dostosowania mocy do zapotrzebowania, duża gotowość eksploatacyjna (w przeciwieństwie do turbin parowych dużej mocy, mogą być szybko uruchamiane i odstawiane), małe wymiary gabarytowe, wysokie prędkości obrotowe wirników, duża mobilność oraz stosunkowo niskie koszty inwestycyjne i eksploatacyjne [11]. Te cechy mikroturbin sprawiają, że są one coraz częściej stosowane, przyczyniając się w dużym stopniu do rozwoju małych układów kogeneracyjnych [12].

Pojęcie „mikroturbiny” najczęściej stosowane jest w odniesieniu do turbin o mocy elektrycznej nieprzekraczającej 1 MW. Mikroturbiny można podzielić na kilka grup w zależności od: zasady działania, mocy, rodzaju paliwa, konstrukcji układu przepływowego, czy zastosowania. Główny podział mikroturbin ciepłych rozróżnia mikroturbiny gazowe i parowe. W mikroturbinach gazowych do napędu wirnika wykorzystuje się gazy wylotowe z komory spalania [2, 21]. Jako paliwo można w nich wykorzystać np. gaz ziemny, biogaz lub naftę. W mikroturbinach parowych wirnik napędzany jest sprężoną parą czynnika roboczego, znajdującego się w obiegu zamkniętym, który jest ogrzewany z zewnętrznego źródła ciepła [12]. Źródłem ciepła w takim układzie może być: kocioł na biomasę lub gaz, źródło geotermalne, kolektory słoneczne lub ciepło odpadowe z różnych procesów produkcyjnych [7, 18]. Instalacje z mikroturbinami gazowymi i parowymi najwyższe sprawności i rentowności uzyskują przy pracy kogeneracyjnej, tzn. gdy oprócz energii elektrycznej zagospodarowana jest również energia cieplna. Mikroturbiny parowe pracują przy niższych temperaturach niż mikroturbiny gazowe i umożliwiają wytwarzanie energii elektrycznej ze źródeł niskotemperaturowych. W przeciwieństwie do mikroturbin gazowych nie są one również wrażliwe na jakość paliwa, gdyż są zasilane odseparowanym od komory spalania czynnikiem roboczym. Jako medium robocze mikroturbin parowych stosowana jest najczęściej woda, ale przy niższych temperaturach stosowane są również różne czynniki niskowrzące [6]. Takie obiegi termodynamiczne nazywa się organicznymi obiegami Rankine'a (ang. organic Rankine cycle).

W mikroturbinach energetycznych stosowane są wysokoobrotowe wirniki. Przy wysokich prędkościach obrotowych wału (przekraczających nawet 100 000 obr/min [13]) wymagane jest stosowanie zaawansowanych, niekonwencjonalnych systemów łożyskowania, takich jak łożyska: magnetyczne [15], foliowe [28], gazowe [19] lub smarowane czynnikiem niskowrzącym [14]. Poza bardzo dobrymi właściwościami dynamicznymi wirnika w szerokim zakresie prędkości, systemy łożyskowania muszą zapewniać wysoką trwałość i niezawodność [7], umożliwiając eksploatację mikroturbin bez stałego nadzoru technicznego. Dzięki małym rozmiarom oraz mniejszej mocy mikroturbiny nie wymagają zachowania tak restrykcyjnych procedur rozruchowych, jak w przypadku dużych turbin energetycznych [5]. Ze względu na małe wymiary i dużą sztywność łopatek turbinowych nie występują w nich również problemy dynamiczne, typowe dla maszyn wirnikowych stosowanych w energetyce zawodowej [16]. Mikroturbiny mogą jednak sprawiać inne problemy dynamiczne, wynikające m.in. z: wysokich prędkości obrotowych, szerokiego zakresu prędkości roboczych, małej masy i sztywności korpusów oraz wiotkich i lekkich konstrukcji podpierających. Niekorzystny wpływ na podzespoły mikroturbin mogą mieć również niektóre czynniki niskowrzące stosowane w układach ORC, gdyż mogą one oddziaływać chemicznie na

materiały konstrukcyjne, w szczególności na tworzywa sztuczne i elastomery. Ponieważ czynniki niskowrzące nie są tak popularne jak woda, nie zawsze konstruktor posiada pełną informację o ich kompatybilności chemicznej z różnymi materiałami.

Ponieważ we wcześniejszych latach mikroturbiny energetyczne były rzadko spotykanym rozwiązaniem, a ich produkcją i badaniami zajmowały się głównie duże, światowe koncerny, w literaturze można znaleźć niewiele informacji na temat szczegółów konstrukcyjnych oraz wytycznych dotyczących eksploatacji tego typu maszyn. Dotyczy to również wyników badań właściwości dynamicznych mikroturbin funkcjonujących w różnych warunkach pracy. Tymczasem dla osób zajmujących się eksploatacją i utrzymaniem ruchu maszyn wirnikowych wyniki takich badań dostarczają bardzo cennych informacji, umożliwiających opracowanie odpowiedniego systemu diagnostycznego, ustawienie progów ostrzegawczych i alarmowych, czy określenie okresów międzyprzeglądowych. Wyniki pomiarów drgań maszyn wirnikowych umożliwiają również wprowadzenie zmian w konstrukcji maszyny oraz układzie podpierającym, pozwalających na poprawę ich stanu dynamicznego.

Dość często obiektami badań naukowców i inżynierów zajmujących się budową i eksploatacją maszyn wirnikowych są duże turbiny parowe. W tym przypadku oprócz wyników badań przeprowadzonych na poprawnie funkcjonujących maszynach, można znaleźć również publikacje, w których analizowane są różnego typu defekty. Tego typu badania eksperymentalne pomocniczej turbiny parowej o mocy 15 MW zostały przedstawione w pracy [22]. W omawianym przypadku uszkodzeniu uległ drut tłumiący drgania łopatek turbinowych jednego stopnia części niskoprężnej. W celu wyjaśnienia przyczyn awarii wykonano pomiary drgań oraz eksperymentalną analizę modalną łopatki. Dodatkowa analiza numeryczna umożliwiła wskazanie miejsca na łopatce, w którym wystąpiło spiętrzenie naprężeń, co pozwoliło jednoznacznie wyjaśnić przyczynę problemu. Badania na temat przyczyn wystąpienia uszkodzenia układu łopatkowego części niskoprężnej turbiny parowej o mocy 310 MW zostały omówione również w pracy [27]. Uszkodzenia łopatek w tym przypadku były spowodowane korozją wgłębną. Autorzy skupili się na analizie materiałowej miejsca uszkodzenia, a jako przyczynę uszkodzenia wskazali niewłaściwą obróbkę cieplną łopatek. Badania diagnostyczne wirnika turbiny energetycznej o mocy 60 MW zostały omówione w pracy [1]. Po 10 latach eksploatacji pojawiło się pęknięcie zmęczeniowe w przekroju wału. W celu jego wykrycia autorzy artykułu zastosowali różne techniki diagnostyczne, ale skupiono się głównie na ocenie przelomu zmęczeniowego i analizach materiałowych. W pracy [17] omówione zostały drgania skrętne i ocena zużycia zmęczeniowego wału turbiny parowej o mocy 600 MW po regeneracji. W badaniach uwzględniono również koncentrację naprężeń w miejscu, w którym wystąpiło największe zużycie. W pracy [24] przedstawiona została analiza wpływu zmian temperatury na uszkodzenia zmęczeniowe wirnika turbiny parowej o mocy 1000 MW. Poursaeidi i inni [23] przeprowadzili z kolei analizę wpływu rozkładu temperatury na deformacje i spiętrzenia naprężeń w korpusie turbiny gazowej. Analizę z wykorzystaniem modelu MES przeprowadzili dla trzech poziomów mocy: 82, 87 i 96 MW. Podczas tworzenia modelu wykorzystano wyniki pomiarów temperatury uzyskane na obiekcie rzeczywistym. Wykazano, że pojawienie się pęknięć w obrębie niektórych otworów korpusu ma związek z koncentracją naprężeń cieplnych. Przykład zastosowania metody elementów skończonych do analizy przyczyn powstawania uszkodzeń korpusu silnika turbinowego stosowanego do napędu helikoptera został przedstawiony w artykule [25]. W analizie uwzględniono obciążenia cieplne i mechaniczne. Również w tym przypadku pęknięcia powstawały w miejscach największej koncentracji naprężeń cieplnych. Zauważono, że drgania wirnika mogą przyczynić się do szybszego pojawiania się uszkodzeń korpusu. Wyniki pomiarów drgań dużej maszyny wirnikowej (wentylatora promieniowego) w stanach ustalonych oraz

nieustalonych zostały przedstawione w pracy [4]. Badania wykonano podczas normalnej eksploatacji, co umożliwiło wskazanie potencjalnych źródeł podwyższonego poziomu drgań. Nadmierne drgania były spowodowane między innymi zbyt dużym niewyważeniem układu wirującego oraz niewłaściwą regulacją zaworów wlotowych. W przypadku dużych turbin parowych trudno jest prowadzić badania eksperymentalne w obecności uszkodzeń elementów układu wirującego, gdyż mogłoby to doprowadzić do poważnej w skutkach awarii oraz zagrażałoby życiu i zdrowiu obsługi. W związku z tym trudno jest również znaleźć artykuły, w których przedstawiono by wyniki takich pomiarów. Dlatego do analizy uszkodzeń w takich maszynach powszechnie wykorzystywane są różnego typu modele numeryczne.

Najczęściej publikowane wyniki badań eksperymentalnych mikroturbin energetycznych dotyczą głównie pomiaru mocy i prędkości obrotowej oraz różnych parametrów termodynamicznych. Znacznie mniej uwagi poświęca się pomiarom drgań oraz badaniom różnego typu defektów, które mogą pojawić się podczas eksploatacji. W pracy [10] przedstawiony został przykład systemu diagnostycznego dedykowanego dla układu kogeneracyjnego z mikroturbiną gazową o mocy 95 kW. System umożliwiał wykrywanie defektów układu kogeneracyjnego oraz niesprawności układu pomiarowego w oparciu o pomiary mocy cieplnej i elektrycznej, parametry termodynamiczne na wylocie mikroturbiny oraz prędkość obrotową wirnika (która dochodziła do 70 tys. obr/min). W systemie diagnostycznym nie wykorzystano jednak możliwości, jakie daje pomiar drgań. W artykule [26] przedstawione zostały badania właściwości dynamicznych wysokoobrotowego wirnika (30 tys. obr/min) o złożonej geometrii układu łopatkowego. Został on zaprojektowany do zastosowania na stanowisku służącym do badania mikroturbin gazowych o mocy 100 kW. Do podparcia wirnika użyto ceramicznych łożysk tocznych. Oprócz wyników badań eksperymentalnych przedstawiony został również model numeryczny wirnika, w którym uwzględniono zastępcze współczynniki sztywności łożysk. Model umożliwiał szczegółową analizę właściwości dynamicznych i cieplnych. Stwierdzono, że drgania wirnika przy niższych prędkościach były bardzo małe dzięki wysokiej prędkości krytycznej, co przekładało się również na niezawodną pracę maszyny. Hong i inni przedstawili badania dynamiki wirnika mikroturbiny gazowej o mocy 500W i prędkości nominalnej równej 100 000 obr/min [8]. Obliczenia i badania eksperymentalne zostały wykonane dla różnych poziomów niewyważenia wirnika. Dodatkowo opracowany został model obliczeniowy, który pozwolił na analizę drgań wymuszonych wirnika.

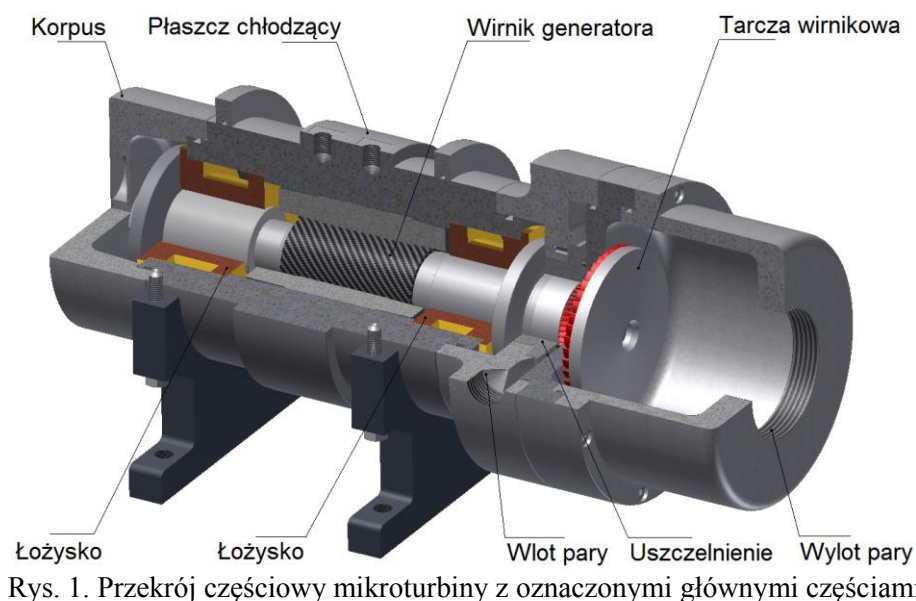
Wyniki badań mikroturbin energetycznych, które zostały dotychczas opublikowane w literaturze, tylko w nielicznych przypadkach uwzględniają pomiary drgań. Autorzy niniejszego artykułu nie znaleźli również publikacji, w których przedstawiono by wyniki pomiarów drgań tego typu maszyn wirnikowych, uzyskane w obecności defektów lub przy niepoprawnej pracy. Tymczasem badania mikroturbin dają znacznie większe możliwości w zakresie prowadzenia czynnych eksperymentów diagnostycznych. Ich przestoje nie wiążą się z dużymi stratami finansowymi, a znacznie mniejsze koszty produkcji umożliwiają wprowadzenie różnych modyfikacji i wcześniejsze przygotowanie części zamiennych. Pomimo, że ich wirniki obracają się z dużymi prędkościami obrotowymi, to ich niewielkie masy i małe wymiary umożliwiają zastosowanie całkowicie pewnych zabezpieczeń, pozwalających na bezpieczne prowadzenie takich eksperymentów. W porównaniu do dużych turbin energetycznych, mikroturbiny dają więc znacznie większe możliwości w zakresie prowadzenia badań w obecności różnych defektów.

W dalszej części artykułu omówione zostały badania diagnostyczne mikroturbiny parowej ORC o mocy elektrycznej do 2,5 kW. Pomiary drgań zostały wykonane w obecności różnego typu defektów układu wirującego, które pojawiły się w trakcie eksploatacji. Badania wibrodiagnostyczne tej mikroturbiny były wcześniej prezentowane w literaturze [9], ale w trakcie wcześniejszych pomiarów nie zostały wykryte żadne problemy dynamiczne, ani

symptomy świadczące o możliwości pojawienia się defektów. Dlatego wcześniejsze badania należy traktować jako bazowe, do których można się odnieść w przypadku zmian charakterystyk drganiowych. Uszkodzenia, które pojawiły się po pewnym czasie eksploatacji mikroturbiny pozwoliły na uzyskanie nowych charakterystyk, których analiza umożliwia wykrycie różnego typu defektów na wczesnym etapie ich rozwoju. Daje to duże możliwości w zakresie właściwej obsługi i zapobiegania awariom podczas pracy.

2. Charakterystyka badanej mikroturbiny

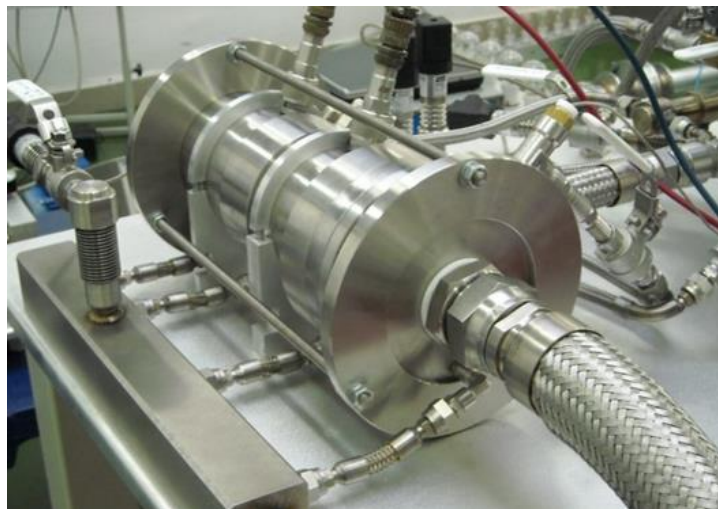
Badana mikroturbina została opracowana jako urządzenie służące do wytwarzania energii elektrycznej w małym układzie kogeneracyjnym ORC [29]. Jest to maszyna prototypowa, która powstała w ramach projektu POIG.01.01.02-00-016/08, w wyniku współpracy Instytutu Maszyn Przepływowych PAN w Gdańsku z Instytutem Maszyn Przepływowych Politechniki Łódzkiej. Maksymalna moc cieplna i elektryczna układu kogeneracyjnego została dopasowana do przeciętnego zapotrzebowania domów jednorodzinnych. Przy mocy cieplnej kotła dochodzącej do 25 kW, za pomocą mikroturbiny można uzyskać do 2,5 kW mocy elektrycznej. Ze względu na przyszłe zastosowanie mikroturbina wraz z generatorem charakteryzuje się bardzo małymi wymiarami. Długość korpusu wynosi ok. 350 mm, a jego średnica zewnętrzna nie przekracza 200 mm. Przekrój mikroturbiny wraz z podstawowymi częściami został przedstawiony na rys. 1. Na rysunku tym widać sposób umieszczenia wirnika w korpusie oraz system łożyskowania. Do podparcia wału zastosowano dwa poprzeczno-wzdłużne łożyska gazowe, stale zasilane parą czynnika niskowrzącego o oznaczeniu HFE-7100 (tego samego czynnika, który zasila układ przepływowy mikroturbiny). Dzięki zastosowaniu łożysk gazowych, do ich smarowania nie stosuje się oleju, a wirnik może uzyskiwać bardzo wysokie prędkości obrotowe przy minimalnych stratach tarcia w węzłach łożyskowych. Ponieważ czynnik smarny łożysk jest pobierany z obiegu ORC, nie są potrzebne żadne dodatkowe układy smarowania. Nie ma również zagrożenia wystąpienia przecieku oleju do czynnika niskowrzącego. Tego typu rozwiązania konstrukcyjne mikroturbin nazywa się bezolejowymi.



Rys. 1. Przekrój częściowy mikroturbiny z oznaczonymi głównymi częściami

Układ przepływowy mikroturbiny składa się z czterech stopni turbinowych, przy czym przepływ pary przez dwa stopnie odbywa się w kierunku dośrodkowym, a przez pozostałe dwa stopnie w kierunku odśrodkowym. Dzięki takiemu rozwiązaniu

minimalizowana jest siła osiowa, działająca na łożyska wzdłużne. Ciśnienie pary czynnika niskowrzącego na wlocie do mikroturbiny wynosi ok. 11 bar, a jego temperatura ok. 180°C. Nominalna prędkość obrotowa wirnika wynosi 24 000 obr/min, ale maszyna ta jest również przystosowana do pracy ciągłej przy niższych prędkościach. Pomiędzy czopami łożyskowymi na wale mikroturbiny umieszczona została tuleja generatora synchronicznego. Stojan generatora jest umieszczony wewnątrz korpusu, który posiada płaszcz chłodzący. Układ łopatkowy mikroturbiny został oddzielony od części generatorowo-łożyskowej za pomocą bezkontaktowego uszczelnienia labiryntowego. Ponieważ w obu częściach korpusu występuje ten sam czynnik roboczy, nie było potrzeby stosowania hermetycznych uszczelnień obrotowych. Niewielkie przecieki wewnątrz korpusu są w tym przypadku dopuszczalne, a nadmiar ciekłego czynnika niskowrzącego jest odprowadzany za pomocą systemu otworów. Zdjęcie kompletnej mikroturbiny zamontowanej na stanowisku badawczym zostało przedstawione na rys. 2. W porównaniu do modelu, przedstawionego na rys. 1, na zdjęciu widać dodatkowe pierścienie połączone trzema prętami gwintowanymi, które stanowią dodatkowe zabezpieczenie. Montaż wirnika w korpusie odbywa się w kierunku osiowym, przy zdjętych pokrywach korpusu oraz zdemontowanej tarczy wirnikowej i tarczy łożyska oporowego. Przed uruchomieniem mikroturbiny w układzie ORC z czynnikiem niskowrzącym została ona przebadana z zastosowaniem sprężonego powietrza jako czynnika roboczego. Pozwoliło to m.in. na sprawdzenie poprawności działania układu wirującego, testy systemu pomiarowego oraz skontrolowanie szczelności korpusu.



Rys. 2. Mikroturbina zainstalowana na stanowisku badawczym

Na poszczególne części mikroturbiny podczas pracy działają różnego typu obciążenia zewnętrzne i wewnętrzne. Ze względu na wysoką prędkość obrotową, na cały układ wirujący (w tym wał, wirnik generatora oraz tarczę wirnikową mikroturbiny) działa siła odśrodkowa. Niewyważenie resztkowe tych elementów powoduje drgania wirnika w kierunku promieniowym i osiowym. Drgania wału mogą być również wzbudzone przez drgania własne tarczy wirnikowej i łopatek. Napływ gorącej pary czynnika roboczego na łopatki mikroturbiny powoduje nagrzewanie się tarczy wirnikowej, wału oraz korpusu. Para jest również dostarczana do łożysk gazowych. Przyczynia się to do powstawania naprężeń cieplnych. Przepływ pary przez układ łopatkowy powoduje również drgania całego wału w kierunku promieniowym i osiowym. Podczas pracy generatora elektrycznego wytwarza się ciepło, które powoduje nagrzewanie się samego generatora oraz wału i korpusu. Ze względu na ograniczoną temperaturę pracy generatora wymagane jest zewnętrzne chłodzenie (płaszczem wodnym), które powoduje wzrost gradientu temperatury i dodatkowo zwiększa

naprężenia cieplne w korpusie. Zmiany temperatury powodują również odkształcenia wirnika i korpusu, co może wpływać na pojawienie się niezgodności geometrycznych i przecieków. Na generator działają także obciążenia elektryczne, związane z występowaniem sił elektromagnetycznych. Wszystkie obciążenia z układu wirującego są przekazywane za pośrednictwem czopów wału na łożyska. Aby łożyska gazowe mikroturbiny poprawnie pracowały, muszą być stale smarowane parą czynnika niskowrzącego. Dzięki temu w łożyskach występuje tarcie płynne, które ogranicza straty tarcia i zapobiega uszkodzeniom powierzchni ślizgowych. Bardzo ważnym zadaniem układu łożysk jest zapewnienie stabilnej pracy wirnika przy minimalnym poziomie drgań. Jest to bardzo istotne przy wysokich prędkościach obrotowych, przy których wzrasta obciążenie wirnika, a w łożyskach mogą pojawić się problemy z niestabilnością, związane z przepływem czynnika smarnego. Wszystkie części znajdujące się wewnątrz korpusu są dodatkowo narażone na działanie czynnika niskowrzącego, który jest bardzo przenikliwy i może mieć destrukcyjny wpływ na niektóre materiały.

Zgodnie z tym co wykazano powyżej, części mikroturbiny muszą poprawnie funkcjonować w bardzo trudnych warunkach. Dlatego podczas eksploatacji tego typu maszyn wymagane jest stosowanie zaawansowanym metod i systemów diagnostycznych, umożliwiających stałą ocenę ich stanu dynamicznego. Jak wykazały wcześniejsze obliczenia symulacyjne, zmiany niektórych parametrów układu wirującego omawianej mikroturbiny mogą mieć bardzo duży wpływ na jej właściwości dynamiczne [30]. Potwierdziły to badania eksperymentalne, które zostały omówione w kolejnej części artykułu.

3. Badania eksperymentalne drgań mikroturbiny

3.1. Badania mikroturbiny bez defektów

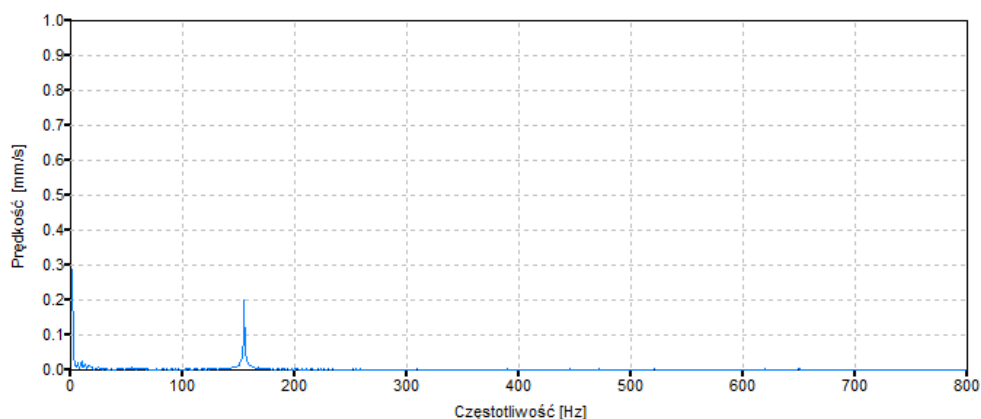
Badania eksperymentalne mikroturbiny zostały wykonane w laboratorium IMP PAN, na stanowisku badawczym umożliwiającym odtworzenie rzeczywistych warunków pracy. Podczas badań układ łopatkowy mikroturbiny oraz łożyska były zasilane parą czynnika niskowrzącego o nazwie HFE-7100, której ciśnienie dochodziło do 11 bar, a temperatura osiągała wartości dochodzące do 180°C. Są to parametry typowe dla docelowych warunków pracy przewidzianych dla małych, domowych układów kogeneracyjnych ORC współpracujących z kotłami wielopaliwowymi. Pomiarów wibrodiagnostycznych były prowadzone równoległe z pomiarami parametrów termodynamicznych czynnika roboczego oraz pomiarem prędkości obrotowej wirnika i mocy elektrycznej uzyskiwanej w generatorze. Do pomiaru drgań zastosowano układ pomiarowy składający się z przenośnego analizatora drgań DIAMOND401A w wersji XT (produkowany przez firmę MBJ Electronics) oraz jednoosiowy akcelerometr o oznaczeniu 622B01 firmy PCB Piezotronics. Akcelerometr był mocowany za pomocą podstawki magnetycznej na korpusie mikroturbiny, w obrębie łożyska znajdującego się pomiędzy tarczą wirnikową i generatorem (rys. 1). Ponieważ korpus był wykonany ze stali nierdzewnej, czujniki były mocowane za pomocą dodatkowych podstawek wykonanych ze stali ferromagnetycznej. Aby wybrać odpowiedni punkt pomiarowy sprawdzono poziom i rozkład drgań w różnych miejscach korpusu, ale pomiar w obrębie łożyska przy tarczy wirnikowej w kierunku pionowym charakteryzował się najwyższym poziomem drgań i uznano go za najbardziej miarodajny. Do analizy i wizualizacji wyników pomiarów zastosowano stację roboczą klasy PC z oprogramowaniem MBJLab, dedykowanym do prowadzenia diagnostyki drganiowej różnego typu maszyn, w tym maszyn wirnikowych.

Wyniki pomiarów drgań zostały przedstawione w postaci rozkładów częstotliwościowych prędkości drgań, co znacząco ułatwiało ich interpretację. Ponieważ

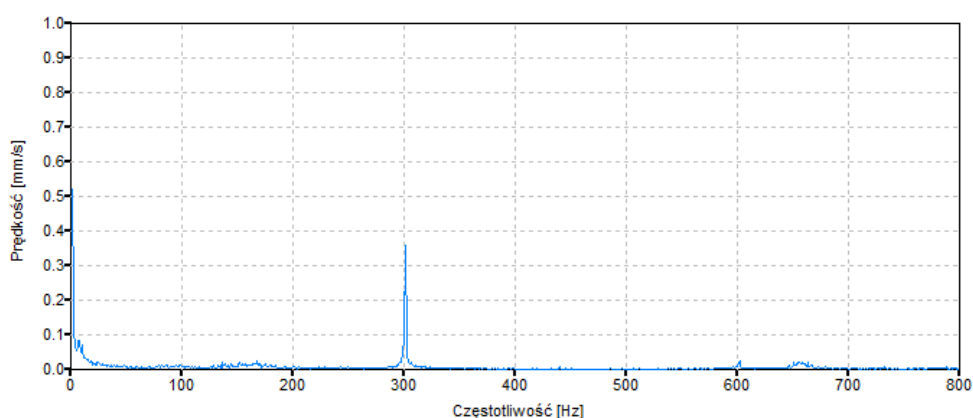
maksymalna prędkość obrotowa badanej maszyny wynosiła aż 24000 obr/min (400 Hz), pomiary były prowadzone w dość szerokim zakresie częstotliwości – od 1 do 800 Hz. Rozdzielczość pomiaru wynikała z maksymalnych możliwości zastosowanego analizatora drgań i wynosiła 1 Hz. Przedstawione w artykule charakterystyki zostały uzyskane jako widma uśrednione z 3 rejestrowanych po sobie widm drgań (zastosowano uśrednianie RMS). Aby ułatwić porównywanie ze sobą wyników pomiarów, dla wszystkich charakterystyk przyjęto wspólną wartość maksymalnej amplitudy prędkości drgań wynoszącą 1 mm/s. Wszystkie rozkłady częstotliwościowe drgań korpusu turbiny zostały uzyskane podczas stabilnej pracy mikroturbiny, tj. przy stałej mocy oraz prędkości obrotowej wirnika. Wykonanie pomiarów przy zmieniających się prędkościach obrotowych wymagałoby zastosowania specjalnych metod analizy sygnałów, dedykowanych do pomiarów w stanach nieustalonych [20]. Utrudniałoby to również bezpośrednie porównanie ze sobą różnych charakterystyk, uzyskanych w zmiennych warunkach.

Wyniki badań przedstawione w tej części artykułu zostały uzyskane podczas jednego z pierwszych testów mikroturbiny, po kilku godzinach pracy od momentu jej uruchomienia. Można więc przyjąć, że była to maszyna nowa, nie posiadająca żadnych defektów. Podczas tych badań prowadzono stały nadzór drganiowy maszyny, ale ze względu na ograniczoną objętość artykułu, w tym miejscu zostały przedstawione tylko wybrane wyniki pomiarów (uzyskane dla różnych prędkości obrotowych), podczas których można było zaobserwować stabilizację prędkości obrotowej, mocy oraz parametrów termodynamicznych pary czynnika roboczego. Rys. 3 przedstawia rozkład częstotliwościowy prędkości drgań uzyskany przy prędkości wirnika równej 9300 obr/min, natomiast na rys. 4 i 5 przedstawiono widma drgań uzyskane dla prędkości 18060 i 21060 obr/min.

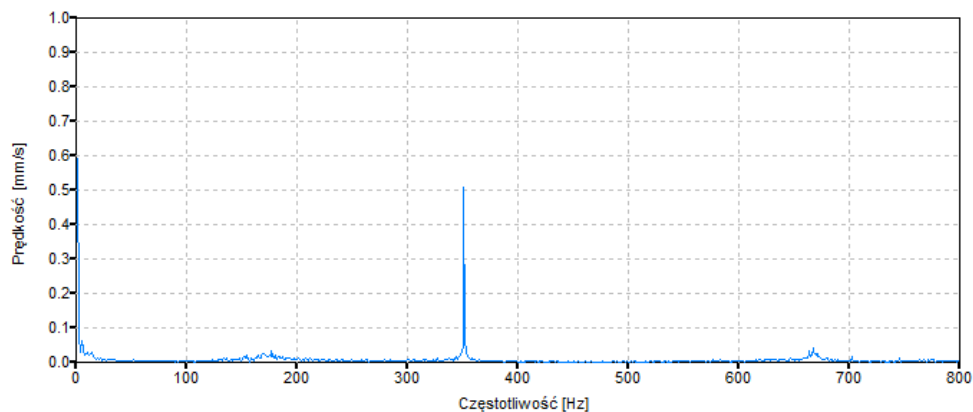
Na wszystkich przedstawionych charakterystykach można zaobserwować jeden dominujący prążek drgań, występujący przy częstotliwości zgodnej z częstotliwością obrotową wirnika (tzw. drgania synchroniczne). Na kolejnych rysunkach były to częstotliwości: 155, 301 i 351 Hz. Amplituda prędkości drgań wraz ze wzrostem prędkości obrotowej wirnika stale rosła, od wartości 0,20 mm/s, poprzez 0,36 mm/s, aż do 0,52 mm/s. Stały wzrost poziomu drgań w analizowanym zakresie prędkości obrotowych jest naturalny, gdyż jest związany ze wzrostem siły odśrodkowej, pochodzącej od niewyważenia resztkowego, wymuszającej drgania wirnika w kierunku poprzecznym. Wirnik badanej mikroturbiny w całym zakresie prędkości roboczych jest wirnikiem podkrytycznym, gdyż uzyskana symulacyjnie prędkość rezonansowa (związana z pierwszą postacią drgań giętych) występowała dopiero przy ok. 130000 obr/min [30]. Dlatego stopniowy (ale nie nadmierny) wzrost poziomu drgań przy zwiększaniu prędkości obrotowej był spodziewany i nie oznaczał żadnych problemów dynamicznych. W pozostałym paśmie częstotliwości podwyższony poziom drgań można było jeszcze zaobserwować przy najniższych częstotliwościach (do ok. 20 Hz). Nie były to jednak drgania związane z pracą turbiny i występowały one nawet przy zatrzymanym wirniku. W tym zakresie występowały drgania konstrukcji stanowiska badawczego oraz podłoża, na którym było ono ustawione (podłoga laboratorium znajduje się na piętrze, którego strop posiada konstrukcję kratową). Drgania tych elementów były wzbudzane między innymi przez ruch osób znajdujących się w laboratorium i nie udało się ich wyeliminować podczas badań. Dodatkowo, przy prędkościach obrotowych wynoszących 18060 obr/min i 21060 obr/min, można było zaobserwować nieznacznie podwyższony poziom drgań przy częstotliwościach dwa razy większych i dwa razy mniejszych od częstotliwości obrotowej. Są to tzw. składowe 2X oraz 1/2X, ale ze względu na bardzo niskie amplitudy drgań (poniżej 0,05 mm/s) składowe te nie miały istotnego wpływu na stan dynamiczny maszyny.



Rys. 3. Rozkład częstotliwościowy drgań zmierzonych na korpusie mikroturbiny przy prędkości obrotowej wynoszącej 9300 obr/min (155 Hz)



Rys. 4. Rozkład częstotliwościowy drgań zmierzonych na korpusie mikroturbiny przy prędkości obrotowej wynoszącej 18060 obr/min (301 Hz)



Rys. 5. Rozkład częstotliwościowy drgań zmierzonych na korpusie mikroturbiny przy prędkości obrotowej wynoszącej 21060 obr/min (351 Hz)

Oceniając zarejestrowane poziomy drgań w oparciu o normy branżowe, można stwierdzić, że stan dynamiczny badanej mikroturbiny był bardzo dobry. Zgodnie z normą ISO 10816 ogólny poziom wartości skutecznej prędkości drgań (V_{rms}) mierzony na obudowie łożyska maszyn wirnikowych o mocy do 15 kW nie powinien przekraczać wartości 1,8 mm/s. Ten poziom drgań umożliwia długotrwałą pracę bez żadnych ograniczeń eksploatacyjnych. W omawianym przypadku najwyższa amplituda prędkości drgań wystąpiła przy prędkości 21060 obr/min i osiągnęła zaledwie 0,52 mm/s. Ogólny poziom drgań był niewiele wyższy i mieścił się w zakresie wartości dopuszczalnej dla maszyn oddanych do eksploatacji (0,71 mm/s).

Ponieważ badana mikroturbina pracowała poprawnie w całym zakresie obciążenia i prędkości obrotowej, przedstawione w tej części artykułu wyniki można traktować jako wartości referencyjne. Zostały one uzyskane dla maszyny wirnikowej, której stan techniczny nie budził żadnych zastrzeżeń. Wyniki takich pomiarów mogą być więc wykorzystane jako punkt odniesienia przy dalszych badaniach oraz przy ocenie stanu dynamicznego po pewnym czasie eksploatacji. Uzyskane rozkłady częstotliwościowe drgań mogą być również pomocne przy definiowaniu symptomów różnego typu defektów.

3.2. Badania mikroturbiny z niewyważonym wirnikiem

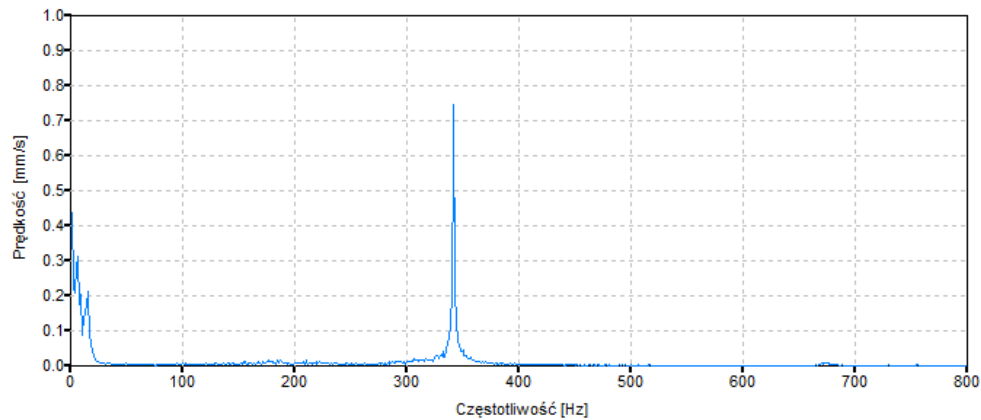
Badana mikroturbina, po badaniach wstępnych, które potwierdziły jej wszystkie parametry projektowe oraz bardzo dobry stan dynamiczny, została poddana kolejnym testom laboratoryjnym. Celem tych badań było przede wszystkim wyznaczenie jej charakterystyk użytkowych (takich jak moc oraz spadki temperatury i ciśnienia czynnika roboczego), ale równolegle podczas tych badań prowadzono również pomiary drgań. Badania wibrodiagnostyczne miały na celu wykrycie ewentualnych problemów dynamicznych mikroturbiny oraz różnego typu defektów, które mogły się pojawić ze względu na doświadczalny charakter układu kogeneracyjnego ORC i testowanie go w różnych, również szybko zmieniających się warunkach [29].

Pierwsze symptomy mogące świadczyć o pogarszaniu się stanu dynamicznego maszyny zostały zaobserwowane już po kilkudziesięciu godzinach pracy. Niepokój wzbudził fakt, że poziom drgań mierzony na korpusie mikroturbiny wzrósł, co było szczególnie widoczne przy wyższych prędkościach obrotowych. Szczegółowa analiza zarejestrowanych rozkładów częstotliwościowych drgań wykazała, że poza składową synchroniczną (1X) w widmie drgań nie pojawiły się dodatkowe składowe, ale sam poziom drgań synchronicznych znacznie wzrósł. Przy prędkości wynoszącej 20520 obr/min amplituda prędkości drgań osiągnęła wartość 0,74 mm/s (rys. 6), a przy prędkości równej 21000 obr/min wynosiła aż 0,87 mm/s (rys. 7). W porównaniu do stanu bazowego oznaczało to wzrost poziomu drgań o około 67%, przy zbliżonej prędkości obrotowej. Poza podwyższonym poziomem drgań nie zaobserwowano żadnych innych objawów, które mogłyby świadczyć o niepoprawnej pracy mikroturbiny.

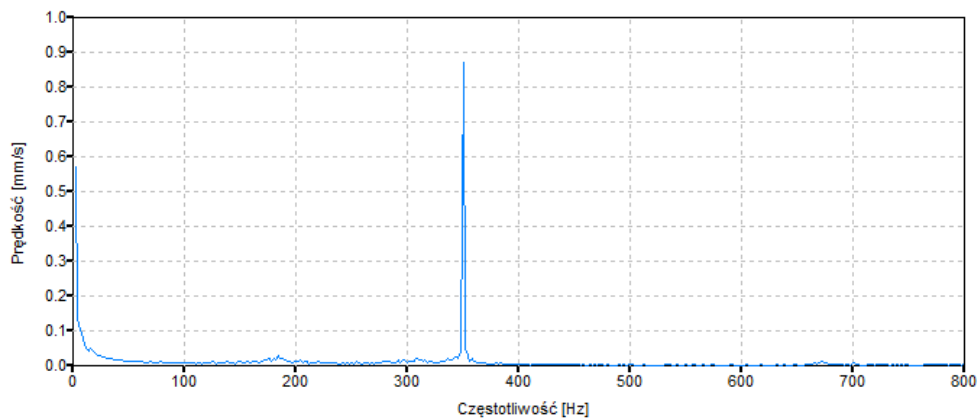
Aby wyjaśnić przyczynę tak dużego wzrostu poziomu drgań podjęto decyzję o demontażu mikroturbiny i przeprowadzeniu wizualnej oceny stanu technicznego jej części. Już na wstępnym etapie demontażu, po odkręceniu pokrywy korpusu od strony nienapędzanej (NDE), można było zaobserwować tarczę oporową łożyska wzdłużnego, która na znacznej powierzchni była pokryta zanieczyszczeniami. Jest to przedstawione na rys. 8. Widoczne na tym samym zdjęciu wgłębienia w tarczy oporowej nie są oznaką uszkodzenia, gdyż zostały wykonane celowo podczas wyważania wirnika. Dalszy demontaż mikroturbiny wykazał, że znaczna część powierzchni wirnika była trwale zanieczyszczona, co powodowało m.in. jego dodatkowe niewyważenie. Zaobserwowany podczas pomiarów drgań wzrost amplitudy składowej synchronicznej (1X) był typowym symptomem zbyt dużego niewyważenia układu wirującego.

Aby znaleźć przyczynę zanieczyszczenia wirnika przeanalizowano przebieg wcześniejszych badań, które były prowadzone na tym samym stanowisku badawczym. Ponieważ jest to stanowisko uniwersalne były na nim wcześniej prowadzone badania różnych podzespołów układu ORC, w tym różnego typu pomp obiegowych. Okazało się, że najbardziej prawdopodobną przyczyną zanieczyszczenia czynnika roboczego układu ORC był olej, który dostał się do obiegu na skutek awarii jednej z badanych pomp. Była to pompa membranowa, której membrany wykonane z tworzywa sztucznego nie wytrzymały długotrwałego kontaktu z czynnikiem niskowrzącym. Na skutek przerwania membrany olej znajdujący się wewnątrz pompy został z niej wypłukany i w całości trafił do obiegu ORC.

Pomimo, że po tym incydencie czynnik niskowrzący układu ORC został wymieniony, to znaczne ilości oleju pozostały wewnątrz rozbudowanej instalacji rurowej oraz w częściach takich jak wymienniki ciepła. Podczas dalszych testów dostał się on razem z czynnikiem niskowrzącym do wnętrza mikroturbiny. Praca mikroturbiny w wysokiej temperaturze spowodowała następnie osadzenie się resztek oleju na jej częściach. Na stan powierzchni wirnika niekorzystny wpływ miał również długotrwały kontakt z mieszaniną czynnika niskowrzącego i oleju. Linia zalania korpusu tą mieszaniną jest wyraźnie widoczna na rys. 8.



Rys. 6. Rozkład częstotliwościowy drgań zmierzonych na korpusie mikroturbiny z niewyważonym wirnikiem przy prędkości obrotowej wynoszącej 20520 obr/min (342 Hz)



Rys. 7. Rozkład częstotliwościowy drgań zmierzonych na korpusie mikroturbiny z niewyważonym wirnikiem przy prędkości obrotowej wynoszącej 21000 obr/min (350 Hz)



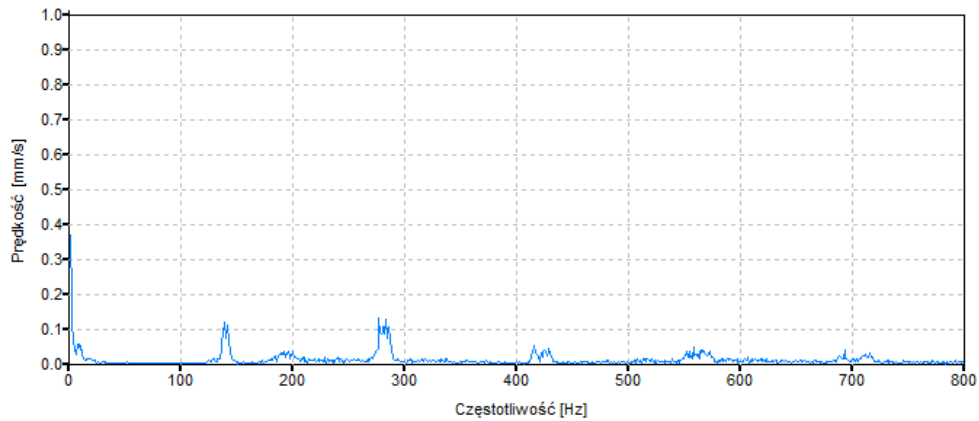
Rys. 8. Tarcza oporowa łożyska z zanieczyszczeniem powodującym niewyważenie wirnika

Po demontażu podzespołów mikroturbiny zostały one poddane czyszczeniu, które umożliwiło pozbycie się wszystkich nalotów oraz zanieczyszczeń. Pozwoliło to na przywrócenie jej dobrego stanu technicznego. Przed kolejnymi badaniami przeprowadzono również płukanie całej instalacji ORC oraz przefiltrowano czynnik niskowrzący. Podjęte działania umożliwiły ponowne uruchomienie stanowiska badawczego z mikroturbiną, a wykonane kontrolnie pomiary drgań potwierdziły jej bardzo dobry stan dynamiczny. Podsumowując tą część artykułu można jeszcze dodać, że pogorszenie się stanu dynamicznego badanej maszyny przepływowej nie było w tym przypadku spowodowane błędami konstrukcyjnymi ani niepoprawnym jej wykonaniem czy montażem, a wynikało wyłącznie z niepoprawnej eksploatacji – zasilania mikroturbiny zanieczyszczonym czynnikiem roboczym.

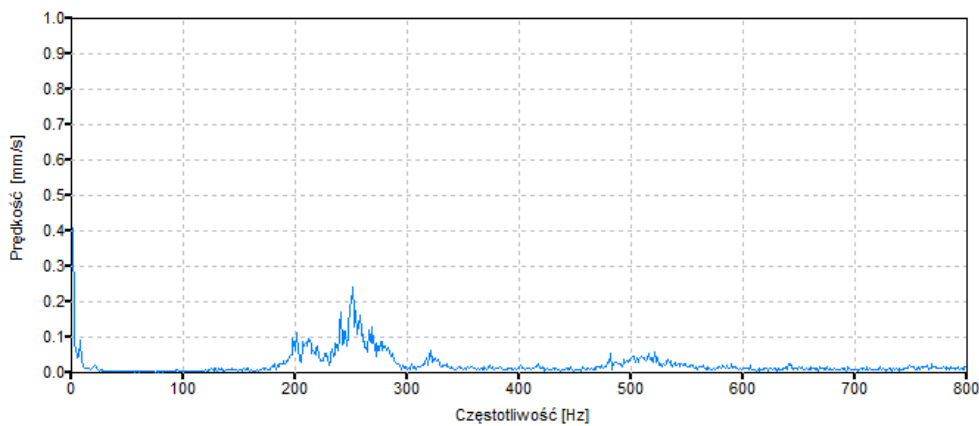
3.3. Badania mikroturbiny z niepoprawnie działającym łożyskiem

Oczyszczenie mikroturbiny i instalacji ORC z pozostałości oleju umożliwiło przywrócenie stanowiska badawczego do stanu pozwalającego na kontynuację badań. Kolejne symptomy niepoprawnej pracy mikroturbiny pojawiły się po jednym z dłuższych (kilkutygodniowych) przestojów. Co prawda, po uruchomieniu mikroturbina pracowała poprawnie, ale tylko przy bardzo niskich prędkościach obrotowych (do ok. 6000 obr/min). Przy wyższych prędkościach w widmie drgań korpusu oprócz składowej 1X pojawiły się wyższe składowe harmoniczne (2X, 3X, 4X oraz kolejne). Dodatkowo, każda z tych składowych nie była skupiona, lecz rozkładała się na kilka prążków o zbliżonych częstotliwościach. Składowa 2X osiągała zbliżoną amplitudę do składowej synchronicznej, a amplitudy kolejnych składowych stopniowo malały. Zostało to przedstawione na rys. 9. Pomimo niepokojącego obrazu drgań kontynuowano badania, rozpędzając wirnik do wyższych prędkości. Przy prędkościach obrotowych powyżej 12000 obr/min wyższe składowe harmoniczne stopniowo zanikały, ale główny prążek drgań (którego częstotliwość była zgodna z prędkością obrotową wirnika) rozpraszał się na szerszy zakres częstotliwości. Widmo drgań stawało się chaotyczne. Zostało to przedstawione na rys. 10. Tego typu widma drgań są typowe dla układów wirujących, w których występuje fizyczny kontakt elementów wirujących z korpusem lub innymi częściami nieobracającymi się. Ponieważ charakterystyka drganiowa maszyny uzyskana w kolejnych kilku próbach nie poprawiała się, podjęto decyzję o konieczności jej demontażu celem dokonania kontroli wszystkich części.

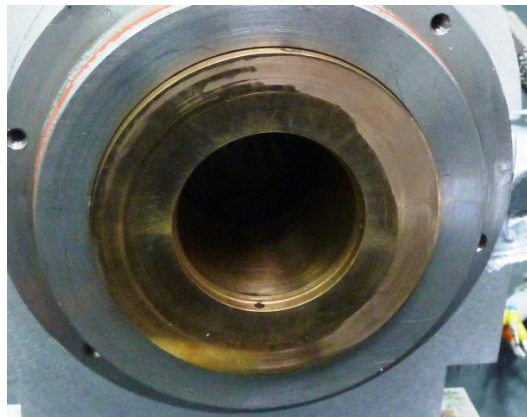
Demontaż mikroturbiny polegał na zdjęciu obydwóch pokryw korpusu (przedniej i tylnej) oraz wyjęciu na zewnątrz wirnika. Oględziny części wykazały, że jedno z gazowych łożysk wzdłużnych nosiło wyraźne ślady zużycia (rys. 11), świadczące o jego niepoprawnej pracy. Było to łożysko znajdujące się na wolnym końcu wału (patrz rys. 1). Niemal na połowie powierzchni ślizgowej łożyska widać było ślady tarcia, które nastąpiło w wyniku fizycznego kontaktu łożyska z powierzchnią tarczy oporowej. Dokładne oględziny łożyska wykazały, że doszło w nim do zatkania 3 z 8 otworów zasilających, przez które pomiędzy powierzchnie ślizgowe dostarczany jest czynnik smarny w postaci pary czynnika niskowrzącego. Są to otwory o średnicy 0,4 mm i małe drobinki różnych osadów, pochodzących z różnych części instalacji doprowadziły do ich zatkania. Niekorzystny wpływ miał tu również dłuższy przestój mikroturbiny, w czasie którego doszło do nagromadzenia się zanieczyszczeń w komorach zasilających łożyska gazowe. W wyniku zatkania otworów zmniejszyła się ilość pary dostarczanej do przestrzeni smarnej, łożyska co doprowadziło do obniżenia nośności. Wraz ze zwiększaniem natężenia przepływu i ciśnienia pary podawanej na układ łopatkowy mikroturbiny rosła również siła osiowa przenoszona przez wał na łożysko oporowe. Niepoprawnie funkcjonujące łożysko nie było w stanie przenieść tej siły, na skutek czego doszło do fizycznego kontaktu dwóch współpracujących ze sobą powierzchni oporowych. W normalnych warunkach pracy są one oddzielone warstwą czynnika smarnego.



Rys. 9. Rozkład częstotliwościowy drgań zmierzonych na korpusie mikroturbiny z uszkodzonym łożyskiem wzdłużnym przy prędkości obrotowej wynoszącej 8340 obr/min (139 Hz)



Rys. 10. Rozkład częstotliwościowy drgań zmierzonych na korpusie mikroturbiny z uszkodzonym łożyskiem wzdłużnym przy prędkości obrotowej wynoszącej 15060 obr/min (251 Hz)

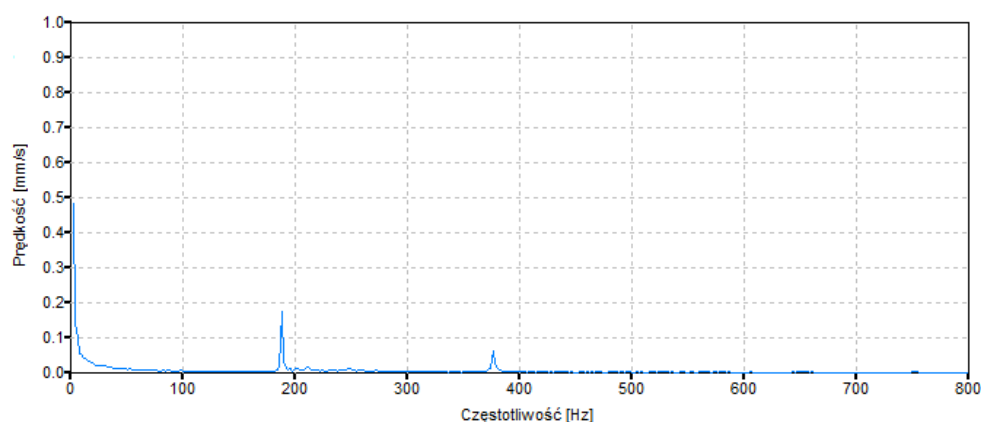


Rys. 11. Gazowe łożysko wzdłużne z uszkodzoną powierzchnią ślizgową

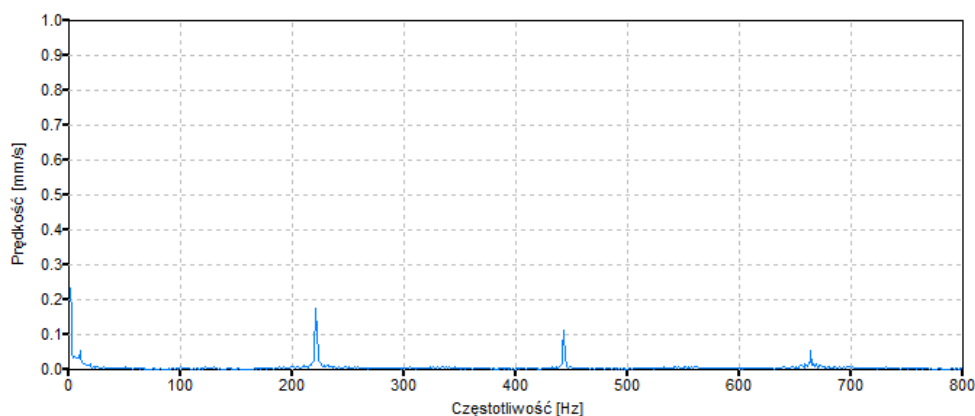
Ogledziny wszystkich części mikroturbiny wykazały, że uszkodzeniu uległa tylko powierzchnia ślizgowa jednego łożyska oporowego. Ponieważ tarcza oporowa była wykonana ze znacznie twardszego materiału uszkodzenie wystąpiło tylko na powierzchni panwi łożyska (wykonanej z brązu). Stała kontrola drgań mikroturbiny umożliwiła bardzo szybkie wykrycie tego problemu, dzięki czemu powstałe uszkodzenia mogły być naprawione przez zeszlifowanie z całej powierzchni warstwy materiału o bardzo małej grubości. Po tej naprawie mikroturbina mogła być przywrócona do dalszej eksploatacji, a zmierzony poziom drgań i ich rozkład częstotliwościowy tylko nieznacznie odbiegał od wartości referencyjnych.

3.4. Badania mikroturbiny z wygiętym wałem

Kolejny przypadek niepoprawnej pracy mikroturbiny ORC o mocy 2,5 kW był związany z pojawieniem się w widmie drgań oprócz składowej synchronicznej (1X) dodatkowej składowej harmonicznej o częstotliwości dwa razy większej od aktualnej częstotliwości obrotowej wirnika (2X). Amplituda tej składowej drgań była zazwyczaj o połowę mniejsza niż amplituda składowej 1X i to niezależnie od prędkości obrotowej. Dwa przykładowe widma drgań przedstawiające taki rozkład amplitud drgań zostały przedstawione na rys. 12 i 13. Pomiary drgań zostały wykonane przy prędkościach obrotowych wirnika wynoszących odpowiednio 11280 i 13260 obr/min. W drugim przypadku (rys. 13) oprócz składowej 2X można zaobserwować dodatkowy prążek drgań przy częstotliwości trzy razy większej od częstotliwości podstawowej. Amplituda tej składowej była jednak znacznie niższa od pozostałych i w związku z tym miała ona niewielki wpływ na ogólny poziom drgań, na podstawie którego ocenia się stan dynamiczny maszyn.



Rys. 12. Rozkład częstotliwościowy drgań zmierzonych na korpusie mikroturbiny z wygiętym wałem przy prędkości obrotowej wynoszącej 11280 obr/min (188 Hz)



Rys. 13. Rozkład częstotliwościowy drgań zmierzonych na korpusie mikroturbiny z wygiętym wałem przy prędkości obrotowej wynoszącej 13260 obr/min (221 Hz)

Pojawienie się w widmie drgań dodatkowej składowej 2X, która nie zanika po zmianie prędkości obrotowej, zazwyczaj związane jest ze zgięciem wału lub rozosiowaniem dwóch współpracujących ze sobą wałów. Ponieważ w naszym przypadku w maszynie wirnikowej występuje tylko jeden wał, jako główną przyczynę pojawienia się składowej 2X można było podejrzewać pojawienie się wygięcia wału. Analiza konstrukcji mikroturbiny oraz warunków jej rozruchu i eksploatacji potwierdziła możliwość wystąpienia takiego zjawiska. Wlot pary świeżej do układu łopatkowego mikroturbiny znajduje się po jednej stronie korpusu (patrz

rys. 1), co może powodować nierównomierne nagrzewanie się wirnika. Wirnik tej maszyny zaczyna się obracać dopiero przy odpowiedniej różnicy ciśnień pomiędzy wlotem i wylotem pary. Oznacza to, że w początkowym okresie rozruchu może on być nierównomiernie nagrzewany. Podobna sytuacja występuje w poprzecznych łożyskach gazowych, które są zasilane przez otwory o małej średnicy. Zbyt niskie ciśnienie czynnika smarnego nie spowoduje uniesienia się czopów w łożyskach. Oznacza to, że otwory zasilające znajdujące się w dolnej części łożysk są zasłonięte przez czopy, a przepływ pary odbywa się przez pozostałe otwory. Dopiero po wzroście ciśnienia, powodującym zmianę pozycji czopów w kierunku środka łożysk, przez wszystkie otwory zasilające zaczyna przepływać podobny strumień pary. Sytuację dodatkowo pogarsza fakt, że dwa wloty gorącej pary zasilającej łożyska znajdują się po jednej stronie korpusu. Na etapie rozruchu maszyny może to powodować nierównomierne nagrzewanie się korpusu i związane z tym odkształcenia termiczne. Ponieważ tuleje łożyskowe są osadzone na wcisk w korpusie, odkształcenia korpusu powodują również zmianę geometrii szczelin smarnych w łożyskach. Wszystko to sprawia, że układ wirujący mikroturbiny jest czuły na wszelkiego rodzaju odkształcenia termiczne, które mogą być źródłem symptomów drganiowych typowych dla zgiętego wału.

Szersze badania tego zjawiska wykazały, że dodatkowe składowe drgań (wyraźnie widoczna 2X i znacznie mniejsza 3X) pojawiały się najczęściej przy szybkim rozruchu mikroturbiny i zanikały po kilku minutach pracy. Przy odpowiednio długim wygrzewaniu korpusu, łożysk i wirnika problem ten praktycznie nie występował. W związku z tym, aby uniknąć przejściowych pogorszeń stanu dynamicznego, zmienione zostały ustawienia w układzie regulacji stanowiska badawczego, tak aby rozruch mikroturbiny następował zawsze po czasie zapewniającym równomierny rozkład temperatur.

4. Podsumowanie i wnioski

W artykule zostały omówione badania wibrodiagnostyczne prototypowej mikroturbiny parowej o maksymalnej mocy elektrycznej wynoszącej 2,5 kW. Mikroturbina została opracowana z myślą o zastosowaniu w małych układach kogeneracyjnych ORC, służących do zasilania domów jednorodzinnych w energię cieplną i elektryczną. Badania mikroturbiny wykonano metodą eksperymentalną w warunkach laboratoryjnych. Zastosowane do tego celu stanowisko badawcze pozwoliło na odwzorowanie rzeczywistych warunków pracy oraz zastosowanie docelowego czynnika roboczego. Ponieważ badana maszyna wirnikowa miała dość niską moc i niewielkie wymiary, możliwe było przeprowadzenie badań nawet w obecności różnego typu defektów układu wirującego. Tego typu badania byłyby niemożliwe w przypadku dużych turbin parowych, gdyż w tym przypadku podejrzenie wystąpienia poważniejszego uszkodzenia łożysk czy wirnika wiązałoby się z koniecznością natychmiastowego zaprzestania eksploatacji. Również koszty demontażu dużej turbiny parowej i jej naprawy byłyby niewspółmiernie wyższe. Tymczasem w przypadku małej maszyny przepływowej, nawet pomimo bardzo wysokiej prędkości obrotowej (powyżej 20000 obr/min), możliwe było wykonanie obszernych badań eksperymentalnych, również w przypadkach, gdy jej charakterystyki dynamiczne budziły pewne obawy. Tego typu badania mikroturbin energetycznych nie były dotychczas publikowane w literaturze.

Na podstawie wykonanych badań można stwierdzić, że wszystkie wykryte defekty były związane z niewłaściwą eksploatacją, a nie wadliwą konstrukcją czy też niepoprawnym wykonaniem lub montażem. Wszystkie pojawiające się podczas pracy mikroturbiny niedomagania zostały wykryte przy użyciu diagnostyki drganiowej. W odniesieniu do określonych stanów pracy maszyny wyglądało to następująco:

- Po rozruchu oraz w początkowym okresie eksploatacji mikroturbina charakteryzowała się bardzo niskim poziomem drgań, a w widmie drgań można było zaobserwować

wyłącznie składową związaną z prędkością obrotową wirnika (1X). W odniesieniu do normy ISO 10816 stan dynamiczny badanej maszyny można było ocenić jako bardzo dobry. Drgania korpusu były na poziomie typowym dla maszyn nowych, dopiero oddanych do eksploatacji.

- Zanieczyszczenie czynnika roboczego układu ORC olejem (w wyniku awarii pompy) spowodowało przedostanie się oleju do wnętrza korpusu mikroturbiny. Było to przyczyną powstania osadów na częściach wirnika, co spowodowało m.in. znaczne niewyważenie wirnika. Podczas pomiarów diagnostycznych objawiało się to wyraźnym wzrostem poziomu drgań synchronicznych (o ponad 60%), których częstotliwość była zgodna z częstotliwością obrotową wirnika (1X).
- W przypadku niepoprawienia działającego łożyska wzdłużnego, w którym doszło do zatkania kilku otworów zasilających, powyżej pewnych prędkości obrotowych zarejestrowane zostało chaotyczne widmo drgań, które mogło świadczyć o otarciach pomiędzy układem wirującym oraz częściami nieobrótującymi się. Początkowo (powyżej 6000 obr/min) pojawiły się wyższe składowe harmoniczne o dość nieregularnym kształcie, ale powyżej 12000 obr/min obserwowany był nietypowy, chaotyczny obraz drgań w obrębie składowej synchronicznej.
- Kolejnym wykrytym defektem mikroturbiny było zgięcie wirnika. Problem ten występował jednak tylko w pierwszych chwilach po rozruchu. Przeprowadzona analiza wykazała, że był on prawdopodobnie związany z nierównomiernym nagrzewaniem się wirnika i korpusu. Zjawisku temu można zapobiec poprzez odpowiednie zaplanowanie procedury wygrzewania maszyny przed rozruchem.

Ponieważ wszystkie defekty, które pojawiły się podczas eksploatacji mikroturbiny, zostały bardzo szybko wykryte, nie doszło do poważniejszych uszkodzeń maszyny. Dlatego w dość krótkim czasie oraz przy niewielkim nakładzie finansowym mikroturbina mogła być przywrócona do pracy na stanowisku badawczym, bez żadnych ograniczeń eksploatacyjnych. Należy również zwrócić uwagę na fakt, że tylko w przypadku niewyważenia wystąpił wyraźny wzrost poziomu drgań. Pozostałe defekty zostały wykryte dzięki analizie uzyskiwanych widm drgań. Ogólny poziom drgań w przypadku niesprawności łożyska gazowego oraz wygięcia wirnika pozostawał na niskim poziomie. Proste metody diagnostyczne, oparte wyłącznie o bieżącą kontrolę poziomu drgań, byłyby w tym przypadku zawodne i mogłyby dojść do poważnego uszkodzenia mikroturbiny.

Wykryte podczas badań laboratoryjnych defekty oraz ich symptomy diagnostyczne zostaną wykorzystane przy tworzeniu systemu diagnostycznego, który będzie niezbędny w docelowym miejscu pracy mikroturbiny. Z wyników badań eksperymentalnych przedstawionych w niniejszym artykule mogą również skorzystać inni inżynierowie i badacze, zajmujący się eksploatacją i diagnostyką różnego typu mikroturbin energetycznych, w tym wysokoobrotowych mikroturbin ORC, stosowanych w coraz bardziej popularnych małych układach kogeneracyjnych.

Podziękowania: Omawiane badania zostały wykonane w ramach projektu nr POIG.01.01.02-00-016/08 oraz w ramach działalności statutowej IMP PAN w Gdańsku. Autorzy artykułu chcieliby podziękować kierownikowi ww. projektu prof. Janowi Kicińskiemu, za inspirację do zajęcia się badaniami układów kogeneracyjnych i mikroturbin energetycznych. Wyrazy podziękowania kierujemy również do prof. Zbigniewa Kozaneckiego, który kierował pracami konstrukcyjnymi nad badaną mikroturbiną, oraz dr. Eugeniusza Ihnatowicza, za jego wkład w budowę Laboratorium Mikrosiłowni Kogeneracyjnych w IMP PAN w Gdańsku.

Literatura

1. Barella S, Bellogini M, Boniardi S, Cincera S. Failure analysis of a steam turbine rotor. *Engineering Failure Analysis* 2011; 18: 1511-1519.
2. Barsali S, De Marco A, Giglioli R, Ludovici G, Possenti A. Dynamic modelling of biomass power plant using micro gas turbine. *Renewable Energy* 2015; 80: 806-818.
3. Beith R. (ed.), Small and micro combined heat and power (CHP) systems. Cambridge: Woodhed Publishing Limited, 2011.
4. Czmochowski J, Moczko P, Odyjas P, Pietrusiak D. Tests of rotary machines vibrations in steady and unsteady states on the basis of large diameter centrifugal fans. *Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability* 2014; 16(2): 211-216.
5. Dominiczak K, Rządkowski R, Radulski W, Szczepanik R. Online prediction of temperature and stress in steam turbine components using neural network. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 2016; 138: 052606-1.
6. Drescher U, Bruggemann D. Fluid selection for the Organic Rankine Cycle (ORC) in biomass power and heat plants. *Applied Thermal Engineering* 2007; 27(1): 223-228.
7. Efimov N, Papin V, Bezuglov R. Determination of rotor surfacing time for the vertical microturbine with axial gas-dynamic bearings. *Procedia Engineering* 2016; 150: 294-299.
8. Hong D, Joo D, Woo B, Koo D, Ahn C. Unbalance Response Analysis and Experimental Validation of an Ultra High Speed Motor-Generator for Microturbine Generators Considering Balancing. *Sensors* 2014; 14: 16117-16127.
9. Kaczmarczyk T, Żywica G, Ihnatowicz E. Vibroacoustic diagnostics of a radial microturbine and a scroll expander operating in the organic Rankine cycle installation. *Journal of Vibration Engineering* 2016; 18(6): 4130-4147.
10. Kataoka T, Kishikawa T, Sakata S, Nakagawa T, Ishiguro J. Remote monitoring and failure diagnosis for a microturbine cogeneration system. *ASME Turbo Expo 2007, Montreal (Canada), GT2007-27355*.
11. Keshtkar H, Alimardani A, Abdi B. Optimization of rotor speed variations in microturbines. *Energy Procedia* 2011; 12: 789-798.
12. Kiciński J, Żywica G. *Steam microturbines in distributed cogeneration*, Cham: Springer, 2014.
13. Klonowicz P, Witanowski Ł, Jędrzejewski Ł. A turbine based domestic micro ORC system. *Energy Procedia* 2017; 129: 923-930.
14. Kozanecka D, Kozanecki Z, Tkacz E, Łagodziński J. Experimental research of oil-free support systems to predict the high-speed rotor bearing dynamics. *International Journal of Dynamics and Control* 2015; 3(1): 9-16.

15. Kozanecki Z, Łagodziński J. Magnetic thrust bearing for the ORC high - speed microturbine. *Solid State Phenomena* 2013; 198: 348-353.
16. Kubitz L, Rządkowski R, Gnesin V, Kolodyazhnaya L. Direct integration method in aeroelastic analysis of compressor and turbine rotor blades. *Journal of Vibration Engineering & Technologies* 2016; 4(1): 37-42.
17. Liu C, Jiang D, Chen J, Chen J. Torsional vibration and fatigue evaluation in repairing the worn shafting of the steam turbine. *Engineering Failure Analysis* 2012; 26: 1-11.
18. Margo P, Luck R. Energetic and exergetic analysis of waste heat recovery from a microturbine using organic Rankine cycles. *International Journal of Energy Research* 2013; 37(8): 888-898.
19. Otsu Y, Somaya K, Yoshimoto S. High-speed stability of a rigid rotor supported by aerostatic journal bearings with compound restrictors. *Tribology International* 2011; 44: 9-17.
20. Pawlik P. Single-number statistical parameters in the assessment of the technical condition of machines operating under variable load. *Eksploracja i Niezawodność – Maintenance and Reliability* 2019; 21(1): 164-169.
21. Peirs J, Reynaerts D, Verplaetsen F. A microturbine for electric power generation. *Sensors and Actuators* 2004; 113: 86-93.
22. Poursaeidi E, Mohammadi Arhani M. Failure investigation of an auxiliary steam turbine. *Engineering Failure Analysis* 2010; 17: 1328-1336.
23. Poursaeidi E, Taheri M, Farhangi A. Non-uniform temperature distribution of turbine casing and its effect on turbine casing distortion. *Applied Thermal Engineering* 2014, 71: 433-444.
24. Wang W, Buhl P, Klenk A, Liu Y, The effect of in-service steam temperature transients on the damage behavior of a steam turbine rotor. *International Journal of Fatigue* 2016; 87: 471-483.
25. Witek L, Orkisz M, Wygonik P, Musili D, Kowalski T. Fracture analysis of a turbine casing. *Engineering Failure Analysis* 2011; 18: 914-923.
26. Zhang D, Xie Y, Feng Z. An investigation on dynamic characteristics of a high speed rotor with complex structure for microturbine test rig. *ASME Turbo Expo 2008, Berlin (Germany), GT2008-50411*.
27. Ziegler D, Puccinelli M, Bergallo M, Picasso A. Investigation of turbine blade failure in a thermal power plant. *Case Studies in Engineering Failure Analysis* 2013; 1: 192-199.
28. Żywica G, Bagiński P. Investigation of gas foil bearings with an adaptive and non-linear structure. *Acta Mechanica et Automatica* 2019; 13(1): 5-10.

29. Żywica G, Kaczmarczyk T, Ihnatowicz E, Turzyński T. Experimental investigation of the domestic CHP ORC system in transient operating conditions. *Energy Procedia* 2017; 129: 637-643.
30. Żywica G, Kiciński J. The influence of selected design and operating parameters on the dynamics of the steam micro-turbine. *Open Engineering* 2015; 5: 385-398.