

DIAGNOZA - GENEZA - PROGNOZA => PODSTAWA KAŻDEJ DECYZJI



afiliowane przy

Wydziale Nauk
Technicznych
Polskiej Akademii Nauk

Diagnostyka

ISSN 641-6414



VOL. 36
2005 r.

Rada programowa

Przewodniczący:

prof. dr hab. dr h.c. mult. **Czesław CEMPEL** *Politechnika Poznańska*

Redaktor Naczelny:

prof. dr hab. inż. **Ryszard MICHAŁSKI** *UWM w Olsztynie*

Członkowie:

prof. dr hab. inż. **Jan ADAMCZYK**

AGH w Krakowie

dr inż. **Roman BARCZEWSKI**

Politechnika Poznańska

prof. dr hab. inż. **Walter BARTELMUS**

Politechnika Wrocławska

prof. dr hab. inż. **Wojciech BATKO**

AGH w Krakowie

prof. dr hab. inż. **Lesław BĘDKOWSKI**

WAT Warszawa

prof. dr hab. inż. **Adam CHARCHALIS**

Akademia Morska w Gdyni

prof. dr hab. inż. **Wojciech CHOLEWA**

Politechnika Śląska

prof. dr hab. inż. **Zbigniew DĄBROWSKI**

Politechnika Warszawska

prof. dr hab. inż. **Marian DOBRY**

Politechnika Poznańska

dr inż. **Tomasz GAŁKA**

Instytut Energetyki w Warszawie

prof. dr hab. inż. **Jan KICIŃSKI**

IMP w Gdańsku

prof. dr hab. inż. **Jerzy KISIŁOWSKI**

Politechnika Warszawska

prof. dr hab. inż. **Wojciech MOCZULSKI**

Politechnika Śląska

prof. dr hab. inż. **Stanisław NIZIŃSKI**

UWM w Olsztynie

prof. dr hab. inż. **Stanisław RADKOWSKI**

Politechnika Warszawska

prof. **Bob RANDALL**

University of South Wales – Australia

prof. dr **Raj B.K.N. RAO**

president COMADEM International – Anglia,

prof. **Menad SIDAHMED**

University of Technology Compiègne – Francja,

prof. dr hab. inż. **Tadeusz UHL**

AGH w Krakowie

prof. **Vitalijus VOLKOVAS**

Kaunas University-Litwa,

prof. dr hab. inż. **Andrzej WILK**

Politechnika Śląska

prof. **Alexandr YAVLENSKY**

Aerospace University Sankt Petersburg – Rosja,

prof. dr hab. inż. **Bogdan ŻÓŁTOWSKI**

ATR w Bydgoszcz

Obszar zainteresowania czasopisma to problemy diagnostyki, identyfikacji stanu technicznego i bezpieczeństwa maszyn, urządzeń, systemów i procesów w nich zachodzących.

Drukujemy oryginalne prace teoretyczne, aplikacyjne, przeglądowe i krótkie doniesienia z badań, innowacji i kształcenia w tych zagadnieniach.

Recenzenci nadesłanych prac:

prof. nzw. dr hab. inż. **Hieronim JAKUBCZAK**

dr hab. inż. **Piotr KLECZKOWSKI**

dr hab. inż. **Piotr KRZYWORZEKA**

prof. dr hab. inż. **Stanisław RADKOWSKI**

WYDAWCA:

Polskie Towarzystwo Diagnostyki Technicznej
02-981 Warszawa, ul. Augustówka 5

REDAKTOR NACZELNY:

prof. dr hab. inż. Ryszard MICHAŁSKI

CZŁONKOWIE KOMITETU REDAKCYJNEGO:

dr inż. Paweł MIKOŁAJCZAK

dr inż. Krzysztof LIGIER

SEKRETARZ REDAKCJI:

dr inż. Sławomir WIERZBICKI, tel.: 089-523-48-11

REDAKCJA CZASOPISMA:

Uniwersytet Warmiński – Mazurski w Olsztynie,
Katedra Budowy, Eksploatacji Pojazdów i Maszyn
10-736 Olsztyn, ul. Oczapowskiego 11,
tel.: 089-523-48-11, fax: 089-523-34-63
www.uwm.edu.pl/wnt/diagnostyka
e-mail: diagnostyka@uwm.edu.pl

KONTO PTDT:

Bank Przemysłowo Handlowy S.A.

II O/ Warszawa

nr konta: 40 1060 0076 0000 3200 0046 1123

Spis treści

STANISŁAW RADKOWSKI – SŁOWO WSTĘPNE.....	5
WIZYTA W KOLUMBII.....	6

ARTYKUŁY GŁÓWNE

Stanisław RADKOWSKI, Maciej ZAWISZA – Politechnika Warszawska.....	7
<i>Wykorzystanie modeli diagnostycznych we wspartych analizą ryzyka procedurach utrzymania maszyn</i> <i>Use Of Diagnostic Models In The Risk Analysis Supported Maintenance Procedures For Machines</i>	
Marcin JASIŃSKI, Stanisław RADKOWSKI – Politechnika Warszawska.....	13
<i>Diagnozowanie gigacyklowych procesów zmęzeniowych w przekładni zębatej</i> <i>Diagnosis Of The Gigacycle Fatigue Processes In The Gear</i>	
Stanisław RADKOWSKI, Krzysztof SZCZUROWSKI – Politechnika Warszawska.....	25
<i>Wykorzystanie demodulacji sygnału wibroakustycznego w diagnozowaniu stanu struktur sprężonych</i> <i>Using Demodulation Of Vibroacoustic Signal In Diagnostics Of Prestressed Structures</i>	
C. YIAKOPOULOS, I. ANTONIADIS – National Technical University of Athens.....	33
<i>Application Of Some Advanced Signal Processing Techniques For Rolling Element Bearing Fault Detection</i> <i>Zastosowanie zaawansowanych metod analizy sygnału w wykrywaniu uszkodzeń elementów tocznych łożysk</i>	
Marian Witalis DOBRY – Politechnika Poznańska.....	39
<i>Metoda diagnostyki energetycznej w zastosowaniu do rozpoznawania stanu technicznego i obciążenia belek żelbetowych</i> <i>The Method Of Energy Diagnostics In Application To Recognition Of Technical Condition And Load Of Reinforced Concrete Beams</i>	
Jędrzej MACZAK, Arkadiusz ROSZCZEWSKI – Politechnika Warszawska.....	45
<i>Autonomiczny układ diagnostyczny identyfikacji zagrożeń i minimalizacji ryzyka w układach technicznych</i> <i>Autonomous Diagnostic Unit For Threat Identification And Risk Minimization In Technical Systems</i>	
Jacek DYBAŁA – Politechnika Warszawska.....	53
<i>O metodach ślepego przetwarzania sygnałów diagnostycznych</i> <i>About Methods The Blind Processing Of Diagnostic Signals</i>	
Hieronim JAKUBCZAK – Politechnika Warszawska, Jerzy ROJEK – Instytut Podstawowych Problemów Techniki PAN.....	61
<i>Zmęczeniowe pękanie siłowników hydraulicznych</i> <i>Fatigue Fracure Of Hydraulic Cylinders</i>	
Jacek DZIURDŹ – Politechnika Warszawska.....	67
<i>Wpływ obciążenia belki betonowej sprężonej na jej drgania po wymuszeniu impulsowym</i> <i>Influence Of Load On Vibrations Of Prestressed Concrete Beam After Impulse Force</i>	
Jacek SUSZEK, Dariusz BOROŃSKI – ATR Bydgoszcz.....	73
<i>Zastosowanie minipróbek w ocenie stanu uszkodzenia zmęczeniowego elementów konstrukcyjnych</i> <i>Application Of Minispecimens In Assessment Of Fatigue Damage Of Structural Parts</i>	
Henryk KAŹMIERCZAK, Jacek KROMULSKI – PIMR Poznań, Roman BARCZEWSKI, Czesław CEMPEL – Politechnika Poznańska.....	79
<i>Charakterystyki energetyczne procesu degradacji technicznej struktur z betonu sprężonego</i> <i>Energetic Characteristics Of Technical Degradation Process Of Prestressed Concrete Structures</i>	
Zbigniew DĄBROWSKI, Radosław PAKOWSKI – Politechnika Warszawska.....	85
<i>Model układu dynamicznego ze zmiennymi w czasie błędami osiowania</i> <i>Model Of Dynamic Structure With Coaxiality Errors Changing In Time</i>	
Tomasz FIGŁUS, Andrzej WILK – Politechnika Śląska.....	89
<i>Wpływ transmitancji drgań na symptomy diagnostyczne stanu kół zębatach</i> <i>The Influence Of Vibration Transmittance On Diagnostics Symptoms Of Tooth Gear Condition</i>	

Grzegorz WOJNAR – Politechnika Śląska	95
<i>Selekcja przestrzenna sygnału drganiowego zorientowana na diagnozowanie przekładni zębatych</i>	
<i>Spatial Selection Of Vibration Signal Oriented On Tooth Gear Diagnostics</i>	
Leszek MAJKUT – AGH Kraków	99
<i>Wpływ pęknięcia na drgania skrętne pręta</i>	
<i>Crack Influence On Beam Torsional Vibrations</i>	
Piotr KRZYWORZEKA, Witold CIOCH – AGH Kraków	103
<i>Demodulacja drgań maszyn w skali czasu synchronizowanej cyklem</i>	
<i>Machine Vibrations Demodulation – Case Of Cycle Synchronized Time Scale</i>	
Jerzy WICIAK – AGH Kraków	109
<i>Badania i ocena uciążliwości hałasu niskoczęstotliwościowego w czterokondygnacyjnym budynku mieszkalnym</i>	
<i>Investigations And Analysis Of Low Frequency Troublesome In A Fourstorey Living House</i>	

KONFERENCJE

VI KRAJOWA KONFERENCJA „DIAGNOSTYKA TECHNICZNA URZĄDZEŃ I SYSTEMÓW”	118
---	-----

SŁOWO WSTĘPNE

Według badań *Eurostatu* w piętnastu krajach „Starej Unii” w 2001r. wydarzyło się 7,6 miliona wypadków w pracy, które pochłonęły 4900 ofiar śmiertelnych. Oblicza się, że każdego roku zdarza się średnio 30 dużych katastrof w przemyśle objętym Dyrektywą *Seveso 2*, których koszty przekraczają 1,5 miliarda Euro. Równolegle zwraca się uwagę, że bezpieczeństwo techniczne jest nie tylko podstawą jakości życia, ale głównym czynnikiem warunkującym osiągnięcie przez gospodarkę oczekiwanego poziomu efektywności i konkurencyjności. Każde przerwanie łańcucha produkcyjno-transportowego ma określone konsekwencje, zaburza działalność przemysłu czasami na obszarze całej Unii, której gospodarka jest coraz silniej i ściślej powiązana.

Z tego powodu zagadnienia analizy i oceny ryzyka, będące głównym zadaniem inżynierii bezpieczeństwa budzą coraz szersze zainteresowanie, bowiem inżynieria bezpieczeństwa stwarza możliwości zmniejszenia poziomu ryzyka technicznego na podstawie diagnozowania oraz prognozowania przebiegu procesów degradacji i zmęczenia elementów maszyn.

Równoczesne prowadzenie analizy ryzyka pozwala zmniejszyć niepewność odnośnie wiarygodności prognozy residualnego czasu pracy oraz prawdopodobnego scenariusza przebiegu procesu uszkodzania.

Ocena stopnia niepewności jest stosowana w przypadkach projektowania złożonych systemów technicznych i antropotechnicznych, podejmowania problemów wymagających zastosowania nowych technologii, niekonwencjonalnych rozwiązań systemowych, nowych materiałów - wszędzie tam, gdzie wystąpienie awarii może spowodować rozległe straty.

Podstawowym zadaniem jest określenie krytyczności analizowanych elementów i zespołów maszyn i wyznaczenie ograniczeń dla uzyskania rozwiązań zadowalających.

Rezultatem tych działań powinno być opracowanie i podjęcie odpowiednich środków i metod, wynikających z przeprowadzonej analizy i oceny ryzyka, a w szczególności:

- identyfikacja zagrożeń na wszystkich etapach i w różnych warunkach użytkowania wytworu;
- oszacowanie ryzyka wynikającego z zagrożeń związanych z tymi czynnościami;
- ustalenie akceptowalnego poziomu ryzyka;
- minimalizacja zagrożeń przez dodatkowe środki bezpieczeństwa.

Jednym z istotnych elementów kształtowania ryzyka technicznego jest uwzględnienie zagrożeń związanych z eksploatacyjnymi procesami degradacji i zmęczenia już na etapie opracowywania koncepcji wytworu. Czynnikiem, który istotnie warunkuje takie postępowanie jest możliwość diagnozowania oraz prognozowania ewolucji tych procesów, a szczególnie dysponowanie procedurami

wykrywającymi okresy inicjacji oraz wczesne niskoenergetyczne fazy rozwoju tego typu uszkodzeń.

Jak co roku w listopadzie, poczynając od 2001 roku, problematyka ta jest omawiana na seminariach poświęconych problemom degradacji systemów technicznych, które pod patronatem Polskiego Towarzystwa Diagnostyki Technicznej odbywają się w Politechnice Warszawskiej na Wydziale Samochodów i Maszyn Roboczych.

Każde ze spotkań poświęcone jest wybranej tematyce, poczynając od zagadnień wibroakustycznej diagnostyki procesów zmęczenia, dominujących podczas seminarium w 2002 roku, po zagadnienia diagnostyki procesów degradacyjnych i zmęczenia elementów maszyn i struktur sprężonych, które były omawiane podczas ostatniego seminarium.

Na okładce prezentujemy monografię, która w znacznej części powstała na kanwie referatów prezentowanych podczas IV Seminarium Degradacji Systemów Technicznych. Druga z prezentowanych prac to materiały z Workshopu, który odbył się w Kielcach we wrześniu 2005 roku w ramach międzynarodowej akcji COST 534 „New Materials and Systems for Prestressed Concrete Structures”. Głównym celem tej Akcji jest zwiększenie wiedzy o trwałości istniejących i nowobudowanych sprężonych konstrukcji betonowych, o rozwoju metod analizy i minimalizacji kosztów napraw, diagnostyki i monitoringu mających na celu poprawienie ich bezpieczeństwa technicznego.

Jestem wdzięczny Redaktorowi Naczelnemu „Diagnostyki” prof. Ryszardowi Michalskiemu za udostępnienie łamów czasopisma dla wybranych prezentacji i referatów plenarnych Seminarium.

Obecna postać artykułów jest efektem uwzględnienia przez Autorów uwag i wniosków jakie sformułowano pod adresem ich prezentacji podczas Seminarium. Za dodatkową pracę merytoryczną i redakcyjną związana z uwzględnieniem zgłoszonych zastrzeżeń i wykonania niezbędnych uzupełnień kieruję do nich serdeczne słowa podziękowania.



prof. dr hab. inż. Stanisław RADKOWSKI
Prezes PTDT

WIZYTA W KOLUMBII



Rys. 1. Uniwersytet EAFIT

We wrześniu 2005 prof. Bogdan ŻÓŁTOWSKI z Wydziału Mechanicznego ATR w Bydgoszczy przebywał w Kolumbii - Medellin, jako konsultant międzynarodowy w zakresie badań pociągów systemu metra - na zaproszenie rządu kolumbijskiego i Uniwersytetu EAFIT w Medellin. Z dużą satysfakcją należy odnotować zauważone w Kolumbii dokonania naszych naukowców, m.in. profesorów: Bałucha, Cempla, Cholewy, Chudzikiewicza, Marciniaka, Michalskiego, Pieca, Tylickiego, Żółtowskiego, które zostały praktycznie zweryfikowane i są podstawą wielu wykładów prowadzonych w EAFIT.

W trakcie pobytu prof. Żółtowski oceniał:

- metodykę badań eksploatacyjnych pociągów metra w aspekcie diagnostyki drganiowej;
- bezpieczeństwo i komfort jazdy systemu metra;
- przeprowadził 30 godz. kurs nt. „Diagnostyka i rozwój uszkodzeń maszyn” dla studentów specjalności inżynieria mechaniczna.

Ten ciekawy, prawie dla nas egzotyczny kraj, rozwija się dynamicznie i oczekuje na większe

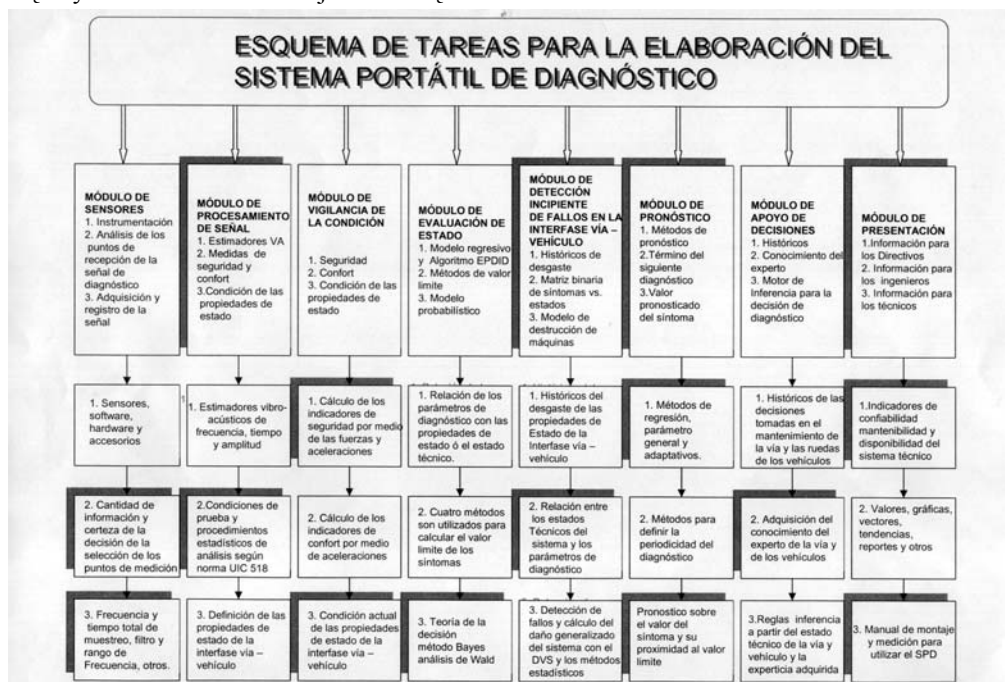
zainteresowanie krajów UE w wielu dziedzinach. Na kolejne lata zaplanowano ponowne wizyty w ramach dalszych badań i uruchamianych programów badawczych. Przewiduje się uruchomienie w Brukseli programu ALFA dla krajów latyno-amerykańskich z udziałem: Polski (koordynator ATR), Anglii, Niemiec oraz Kolumbii, Brazylii i Peru.



Rys. 2. Akwizycja danych



Rys. 3. W laboratorium



Rys. 4. Szczegółowy algorytm zadań badawczych

WYKORZYSTANIE MODELI DIAGNOSTYCZNYCH WE WSPARTYCH ANALIZĄ RYZYKA PROCEDURACH UTRZYMANIA MASZYN

Stanisław RADKOWSKI, Maciej ZAWISZA

Instytut Podstaw Budowy Maszyn PW
ul. Narbutta 84, 02-524 Warszawa, ras@simr.pw.edu.pl

Streszczenie

Współczesne propozycje rozwiązań techniczno-organizacyjne oprócz zapewnienia odpowiedniego poziomu bezpieczeństwa dodatkowo uwzględniają rozwój i aplikację technologii samoutrzymania przy zachowaniu wysokiej efektywności produkcji i możliwie niskich kosztach eksploatacji. Stąd analiza ryzyka i zmniejszenie niepewności oszacowań niezawodności stały się krytycznymi metodami w procesie podejmowania decyzji strategicznych, których celem jest zapewnienie bezpieczeństwa technicznego i minimalizacja kosztów. Praktyka inżynierska jak i wyniki badań naukowych wskazują, że okres występowania większości uszkodzeń w systemach technicznych jest słabo skorelowany z czasem eksploatacji, co w efekcie nie pozwala spełnić wymagań stawianych systemom utrzymania drogiego systemów technicznych przy utrzymaniu wysokiej gotowości. Czynnikiem warunkującym uzyskanie poprawnego rozwiązania jest możliwość prognozowania rozwoju uszkodzenia z uwzględnieniem modelu degradacji systemu.

Słowa kluczowe: analiza bezpieczeństwa i ryzyka technicznego, diagnostyka wibroakustyczna.

USE OF DIAGNOSTIC MODELS IN THE RISK ANALYSIS SUPPORTED MAINTENANCE PROCEDURES FOR MACHINES

Summary

Apart from ensuring the relevant safety levels, the contemporary proposals of technical-and-organizational solutions also account for the development and application of self-maintenance technologies while keeping production efficiency high and operating costs possibly low. Hence risk analysis and reduction of uncertainty of estimates concerning reliability have become the critical methods in the process of making strategic decisions whose goal is to ensure technical safety and minimize the costs. Engineering practice and results of scientific research show that there is no strong correlation between the period of occurrence of majority of defects in technical systems and the duration of their operation, which as a result prevents fulfillment of the requirements set for the maintenance systems used in expensive technical systems if high readiness is required. The ability to reach the correct solution depends on the possibility of forecasting the development of defects while accounting for the model of system degradation.

Keywords: safety and risk analysis, vibroacoustic diagnostic.

1. WPROWADZENIE

Osiągnięcie konkurencyjnego poziomu efektywności produkcji we współczesnym świecie jest silnie skorelowane z zapewnieniem odpowiedniego poziomu bezpieczeństwa. Wyższa jakość produkcji, większa niezawodność i gotowość systemów produkcyjnych i transportowych, optymalizacja kosztów, również właściwy dobór strategii i procedur obsługi i napraw to obecnie główne problemy do rozwiązania w dziedzinie eksploatacji. Równocześnie ocenia się, że około 40% ogólnych kosztów produkcji to koszty eksploatacji. Stąd, przyjęcie strategii eksploatacyjnej zapewniającej osiągnięcie założonego celu, w tym poziomu bezpieczeństwa technicznego stało się jednym z podstawowych zagadnień zarządzania

systemami technicznymi i transportowymi. Dotychczas stosowane strategie eksploatacji miały na celu, szczególnie w stosunku do obiektów o dłuższym okresie użytkowania utrzymanie założonego poziomu bezpieczeństwa.

Współczesne propozycje rozwiązań techniczno-organizacyjnych [1] dodatkowo uwzględniają rozwój i aplikację technologii samoutrzymania przy zachowaniu wysokiej efektywności produkcji i możliwie niskich kosztach eksploatacji.

Stąd analiza ryzyka i zmniejszenie niepewności oszacowań niezawodności stały się krytycznymi metodami w procesie podejmowania decyzji strategicznych, których celem jest zapewnienie bezpieczeństwa technicznego i minimalizacja kosztów.

2. WYKORZYSTANIE ANALIZY RYZYKA W PODEJMOWANIU DECYZJI EKSPLOATACYJNYCH

Zarówno w Europie jak i w Ameryce za najbardziej efektywne metody uznano *RBI* (Risk Based Inspection) – nadzór wsparty analizą ryzyka oraz *RBM* (Risk Based Maintenance) – eksploatacja zorientowana na bezpieczeństwo. W metodach *RBI* i *RBM* odwołujących się do identycznych pojęć i sposobów opisu systemu, podsystemów, podobnej klasyfikacji, funkcjonalnych uszkodzeń i rodzajów uszkodzeń jak w metodzie *RCM* (niezawodnościowo zorientowanej eksploatacji) podejmowane są próby obliczenia ryzyka, w odróżnieniu od metody *RCM*, w której celem jest określenie stopnia (klasy) krytyczności analizowanego obiektu lub elementu.

W metodzie *RCM* dążymy do zakwalifikowania rodzaju uszkodzenia do określonej klasy, przypisując równocześnie wszystkim rodzajom uszkodzeń danej klasy to samo znaczenie i rozległość konsekwencji.

Taki sposób postępowania można przyjąć za satysfakcjonujący jedynie wówczas, gdy wartość strat jest mała i wystarczy jedynie uwzględnić prawdopodobieństwo wystąpienia zdarzenia niepożądanego. Podstawą obliczeniową poziomu ryzyka w metodach *RBI* i *RBM* jest jego definicja, zgodnie z którą jest to oczekiwana wartość prawdopodobnej przyszłej straty określona przez iloczyn prawdopodobieństwa zdarzenia niepożądanego i możliwych konsekwencji.

Uwzględniając rozrzut ocen czasu do wystąpienia awarii, głównym celem metod predykcji wspartych analizą ryzyka jest zmniejszenie niepewności prognozy. Jednym z istotnych sposobów rozwiązania tego problemu jest modelowanie i diagnozowanie procesów degradacyjnych i zmęzeniowych, tym samym zmniejszenie wariancji ocen residualnego życia obiektu.

Realizacja tego celu wymaga oceny strukturalnej niezawodności systemu z uwzględnieniem detekcji i analizy procesów degradacji wszystkich składowych w uprzednim i aktualnym okresie użytkowania. Na tej podstawie możliwe jest zmniejszenie niepewności odnośnie oceny okresy czasu do awarii oraz prognozy wystąpienia i rozwoju innych typów uszkodzeń.

Takie ujęcie wymaga dostępu do odpowiedniej bazy danych o możliwych uszkodzeniach składowych systemu oraz wiedzy zgromadzonej na podstawie doświadczeń zdobytych przez odpowiednio przygotowanych pracowników. Ogólnie w omawianej metodzie wyróżnia się następujące etapy:

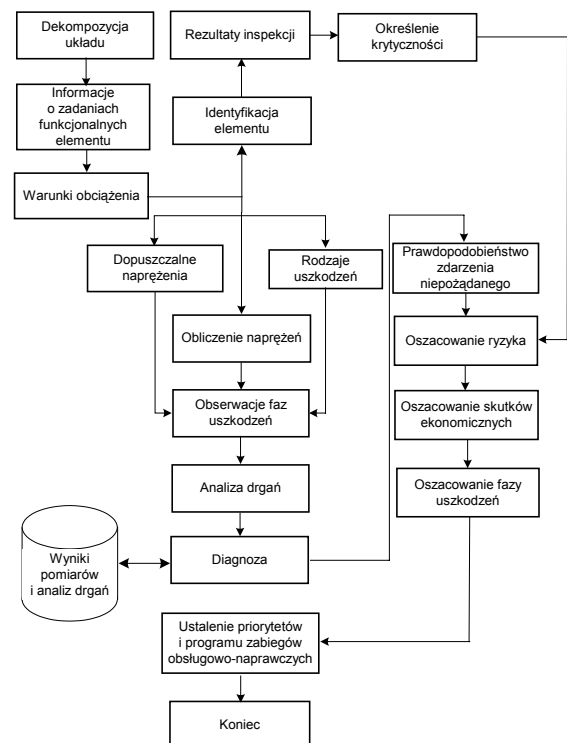
1. Dekomponowanie analizowanego systemu na podukłady i elementy a następnie oszacowanie i ich krytyczność w najbardziej niekorzystnych scenariuszach zdarzeń.
2. Określenie czasu i zakresu kolejnej inspekcji.

3. Oszacowanie poziomu ryzyka każdego podukładu i elementu.
4. Wyznaczenie priorytetów utrzymania elementów zgodnie z ustalonym rankingiem poziomu ryzyka technicznego.

Ogólnie, ocena ryzyka powinna uwzględniać każdy rodzaj uszkodzenia, którego wystąpienia można oczekiwać, odnośnie poszczególnych elementów i podzespołów i obejmować zarówno oszacowanie prawdopodobieństwa wystąpienia uszkodzenia jak rozległości i wysokości strat (konsekwencji). Procedury estymacji prawdopodobieństwa wystąpienia zdarzenia niepożądanego powinny uwzględniać rzeczywisty stan rozwoju uszkodzenia, ważniejsze uszkodzenia, rezultaty inspekcji i możliwe przyszłe uszkodzenia.

Podobnie oszacowania powinny uwzględniać zarówno aspekty bezpieczeństwa jak i zagadnienia strat ekonomicznych spowodowanych uszkodzeniami wtórnymi, w tym koszty napraw, straty spowodowane przerwą w produkcji i wypłatą rekompensat za utracone zdrowie lub życie.

Otrzymane rezultaty oszacowań ryzyka powinny być zestawione w postaci macierzy ryzyka, która w naturalny sposób pozwala określić kategorie scenariuszy i ustalić priorytety. Schemat przedstawiający możliwość zastosowania metody *RBI* wspartej diagnostyką wibroakustyczną zaprezentowano na rysunku 1.



Rys. 1. Schemat procedury *RBI* wspartej diagnostyką wibroakustyczną

3. DIAGNOZOWANIE WCZESNYCH FAZ ROZWOJU USZKODZEŃ JAKO ELEMENT ANALIZY RYZYKA

Praktyka inżynierska jak i wyniki badań naukowych wskazują, że okres występowania większości uszkodzeń w systemach technicznych jest słabo skorelowany z czasem eksploatacji.

W efekcie, konwencjonalne strategie nie są w stanie spełnić wymagań stawianych systemom utrzymania drogich systemów technicznych, od których na dodatek oczekuje się wysokiej gotowości.

Czynnikiem warunkującym uzyskanie poprawnego rozwiązania jest możliwość prognozowania rozwoju uszkodzenia z uwzględnieniem modelu degradacji systemu.

Badania nad wykorzystaniem modelowo wspartej diagnostyki wibroakustycznej w badaniu i symulacji procesów zmęczenia i destrukcji [2,3] wskazują na możliwość wykorzystania takiego ujęcia w zadaniach mających na celu zwiększenie niezawodności elementów i zespołów maszyn, a w konsekwencji zmniejszenia niepewności w podejmowaniu decyzji eksploatacyjnych.

Równocześnie istniejący stan wiedzy diagnostycznej pozwala nie tylko sformułować diagnozę stanu technicznego i wykryć okres kumulacyjnego zużycia, ale z powodzeniem podejmować zagadnienie diagnozowania wczesnych faz rozwoju procesów degradacyjnych i zmęceniowych. Należy podkreślić, że wiele elementów układów napędowych pojazdów, maszyn roboczych i statków powietrznych, podlega procesowi degradacji wskutek erozji, tarcia, tłumienia wewnętrznego czy powstawania pęknięć. Można wymienić szereg takich elementów w tym podzespoły silników, przekładni zębatych, układów zaworowych i podobnych. Różnorodność zjawisk, sposobów kodowania informacji diagnostycznej oraz wielość nośników informacji przyczyniły się do opracowania zróżnicowanych procedur diagnostycznych.

Elementem, który w dalszym ciągu, mimo wielu osiągnięć w niezadowalającym stopniu jest rozwiązyany to zagadnienie sformułowania prognozy okresu do wystąpienia katastroficznego uszkodzenia.

Najprostszy podział metod prognozowania na podstawie sygnałów wibroakustycznych uwzględnia dwie grupy, metody symptomowe i wsparte modelowo. W metodach symptomowych zakłada się, że głównym źródłem informacji, pozwalającej głębiej zrozumieć proces degradacji systemu są rezultaty pomiarów wejścia i wyjścia układu.

Przyjmując, że statystyczne charakterystyki danych nie zmieniają się dopóty, dopóki w systemie nie wystąpią zdarzenia zakłócające jego zdolność, problem sprowadza się do wykrycia diagnostycznie istotnej zmiany wywołanej uszkodzeniem i opracowania zależności wyznaczającej osiągnięcie wartości progowej w funkcji czasu. Metody

symptomowe wykorzystują statystyczne i uczące techniki poczynając od teorii rozpoznawania obrazów, metod statystyki wielowymiarowej (na przykład statycznej i dynamicznej analizy składowych głównych PCA) liniową i nieliniową analizę dyskryminacyjną, po metody analizy czarnej skrzynki z wykorzystaniem sieci neuronowych, samoorganizujących się w funkcji cech oraz systemów o rozmytych strukturach.

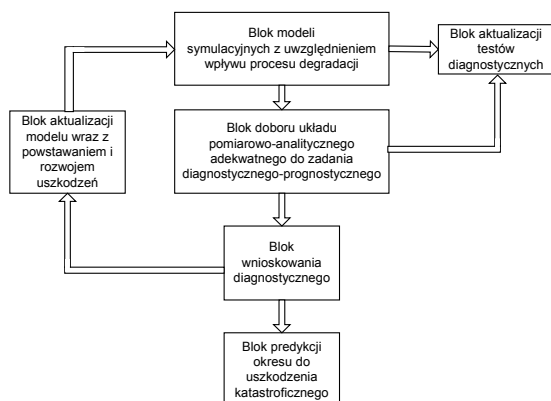
Dla scharakteryzowania najciekawszych kierunków warto podać kilka przykładów. I tak w pracy [4] jako możliwość prognozowania rozwoju uszkodzenia w przekładni zębatej wskazuje się śledzenie zmian parametrów sygnału drganiowego, opisywanego przez zmieszanie rozkładów gaussowskich. W pracy [5], mimo że parametry AR nie mają fizycznego sensu, wskazuje się na ich użyteczność w prognozowaniu zmian temperatury w turbinie gazowej. Z kolei w pracy [6] przedstawiono metodę DWNN (*dynamic wavelet neural network*), w której sieć jest trenowana przy użyciu sygnałów wibroakustycznych uszkodzonych łożysk o różnej wielkości uszkodzeń. Pozwala to użyć jej do predykcji ewolucji pęknięcia z uwzględnieniem zmęceniowego zniszczenia włącznie. Główną zaletą metod symptomowych jest ich zdolność transformowania wielowymiarowych zaszurowanych danych w informacje diagnostyczną o zredukowanym wymiarze przydatną w procesie wnioskowania diagnostyczno-prognostycznego [7]. Istotną wadą tego sposobu postępowania jest duża zależność efektywności rozwiązania od jakości układu akwizycji danych wejścia-wyjścia.

4. WYKORZYSTANIE ESTYMACJI BAYESOWSKIEJ W USZKODZENIOWO ZORIENTOWANYCH MODELACH DIAGNOSTYCZNYCH

W metodach prognozowania modelowo wspartych zakłada się, że jest dostępny dokładny model matematyczny, który ujmuje zarówno jakościowy jak i ilościowy wpływ procesów destrukcji i zmęczenia na częstotliwościową strukturę sygnału wibroakustycznego. Stosując analizę porównawczą pomiędzy rezultatami symulacji z wykorzystaniem modelu matematycznego opisującego układ bez uszkodzeń i wynikami pomiarów prowadzonych na rzeczywistym obiekcie otrzymujemy cechy diagnostyczne (residua), które stanowią podstawę do sformułowania diagnozy. Natomiast dysponując modelem uwzględniającym proces destrukcji jesteśmy w stanie sformułować wiarygodną prognozę czasu do wystąpienia katastroficznego uszkodzenia z wyprzedzeniem, niezbędnym z punktu widzenia efektywnej eksploatacji. Do wyznaczania wartości progowych wykorzystuje się techniki statystyczne. Jest wiele technik wyznaczania residuów, poczynając od zastosowania filtrów Kalmana [8] poprzez modele kumulacji uszkodzeń [9,10].

Podstawową zaletą metod modelowo wspartych jest ich zgodność fizyczna układu i procesu degradacji, co w efekcie prowadzi do tego, że wektory cech są ściśle związane z parametrami modelu. Dodatkowo, należy podkreślić, że pogłębienie wiedzy odnośnie procesu degradacji, może być adaptowane w modelu i przyczynić się do wzrostu dokładności rozwiązania rozważanego zadania.

Na rysunku 2 przedstawiono schemat blokowy proponowanego modelowo wspartego procesu prognozowania.



Rys. 2. Schemat blokowy inteligentnego układu diagnostyczno-prognostycznego

Istota bloku modelowania i symulacji polega na stworzeniu możliwości wprowadzenia uaktualnionych charakterystyk diagnostycznych ujmujących zależność pomiędzy zmianą parametrów diagnostycznych, a powstaniem i rozwojem uszkodzenia. Do tego celu wykorzystana jest metoda modelowania hybrydowego polegająca na łączeniu ilościowych modeli symulacyjnych z przy czynowymi modelami określającymi związku typu *uszkodzenie-skutek*. Pozwalają one określić skutki występowania uszkodzeń, opisać fizyczne zmiany zachowania się obiektu i dobrać metody statystyczne oraz techniki uczenia modeli, które będą w stanie uwzględnić wpływ rozwoju uszkodzeń na zachowanie się systemu i jego poszczególnych składowych.

Istotną rolę w realizacji tak pomyślanego procesu adaptacji modeli symulacyjnych spełniają bloki doboru układów pomiarowo-analizujących oraz blok aktualizacji modelu. W pierwszym na podstawie ciągłej oceny efektywności podejmowane są decyzje odnośnie użycia dodatkowych czujników lub wykorzystania redundancji analitycznej. Dodatkowo oceniana jest skuteczność prowadzonych testów w wykrywaniu i śledzeniu rozwoju uszkodzeń. Wspomniana ocena z jednej strony uwzględnia kryterium minimalizacji fałszywych alarmów, z drugiej poprawę zdolności wykrywania trendów degradacyjnych oraz analizy stopnia zagrożenia uszkodzenia katastroficznego wspomagającego uruchomienie procedur ostrzegania.

W bloku wnioskowania następuje synteza rezultatów przeprowadzonych pomiarów w celu oszacowania stanu technicznego diagnozowanego obiektu i przekazania odpowiednich danych do systemu nadzoru eksploatacji. W przypadku układu *on-board* blok wnioskowania przygotowuje i przekazuje dane do stacji obsługowo – naprawczej w celu umożliwienia szybkiej identyfikacji wymiennych komponentów układu oraz zakresu czynności naprawczych. Równolegle blok uruchamia gałąź sprzężenia zwrotnego w każdym przypadku, gdy sygnatura uszkodzenia nie jest rozpoznawana jako jedna z dotychczas ustalonych i wprowadzonych do modelu symulacyjnego zależności *uszkodzenie-skutek*. Powoduje to uruchomienie procedur identyfikacji nowej relacji uszkodzeniowej w celu uaktualnienia macierzy diagnostycznej.

Otrzymane w efekcie adaptacyjnych procedur wnioskowania informacje diagnostyczne i sformułowane diagnozy są w połączeniu z odpowiednią częścią danych menedżerskich wykorzystywane w bloku predycyjnym do określenia prognozy okresu do wystąpienia katastroficznych uszkodzeń krytycznych składowych systemu.

Przykładem możliwości takiego ujęcia jest wykorzystanie modelu symulacyjnego opracowanego w Pracowni Wibroakustyki w badaniach zmęzeniowych wyłamania zęba [11].

Jako test diagnostyczny z uszkodzeniowo zorientowaną miarą przyjęto zmianę rozkładu prawdopodobieństwa amplitud widma generowanego przez parę kół zębatych w postaci zależności [12]:

$$D = C_1 \left(1 - \frac{K(\theta)}{K(\theta_0)} \right) \quad (1)$$

gdzie:

$$C_1 = \frac{K(\theta)}{(K(\theta_0) - K(\theta_f))} \quad - \text{czynnik}$$

skalujący, natomiast $K(\theta)$ oznacza informacyjną miarę zmienności rozkładu prawdopodobieństwa (2)

przy czym gdy $K(\theta) = K(\theta_f)$ wówczas $D = 1$, natomiast gdy $K(\theta) = K(\theta_0)$ to $D = 0$.

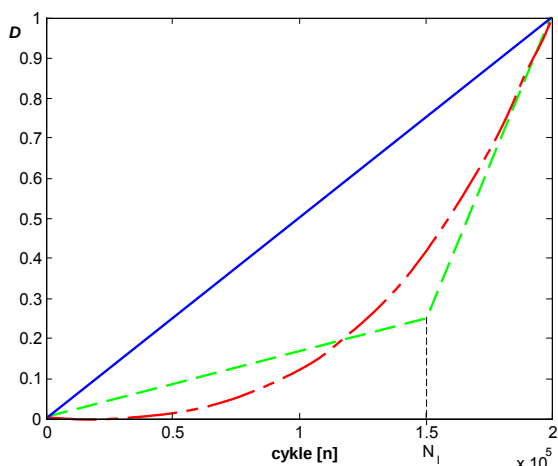
Korzystając z modeli analogicznych do stosowanych w mechanice zmęzeniowego zniszczenia i metod prognozowania okresu zmęzeniowego zużycia łożysk, zasadę kumulacji uszkodzeń ze względu na przyjętą miarę rozwoju pęknięcia określono jak następuje (Rys. 3):

$$D = \frac{N}{N_f} \quad - \text{dla liniowej zasady}$$

kumulacji; (3)

$$D = \left(\frac{N}{N_f} \right)^q \quad - \text{dla akumulacji opisaney}$$

krzywą; (4)



Rys. 3. Wibroakustyczne modele diagnostyki zmęczeniowego wyłamania zęba w przekładni zębatej

$$D = \lambda \frac{N}{N_I} \quad - \text{ dla fazy inicjacji pęknięcia}$$

w modelu kumulacji opisanego dwoma odcinkami prostej;

$$D = 1 + \frac{(1-\lambda)}{N_I - N_{II}} (N - N_{II}) \quad - \text{ dla}$$

fazy propagacji pęknięcia w modelu kumulacji opisanego dwoma odcinkami prostej.

gdzie:

N – liczba cykli dla danej próby;

N_f – liczba cykli do wystąpienia awarii;

q – wykładnik zależny od właściwości materiału i struktury;

N_I – liczba cykli do wystąpienia inicjacji;

N_{II} – liczba cykli odpowiadająca fazie propagacji, przy czym $N_I + N_{II} = N_f$;

λ – współczynnik uszkodzenia występującego przy N_I liczbie cykli.

Korzystając z równania (1) oraz zależności (3÷6) otrzymamy odpowiednio:

$$\frac{K(\theta)}{K(\theta_0)} = 1 - \frac{1}{C_1} \frac{N}{N_f} \quad (7)$$

$$\frac{K(\theta)}{K(\theta_0)} = 1 - \frac{1}{C_1} \left(\frac{N}{N_f} \right)^q \quad (8)$$

$$\frac{K(\theta)}{K(\theta_0)} = 1 - \lambda \frac{1}{C_1} \frac{N}{N_f} \quad (9)$$

$$\frac{K(\theta)}{K(\theta_0)} = 1 - \frac{1}{C_1} \left(1 + \frac{(1-\lambda)}{N_I - N_{II}} \right) (N - N_{II}) \quad (10)$$

Zauważmy, że przy takim ujęciu i wprowadzeniu do modelu symulacyjnego parametrów opisujących degradację warunków współpracy w węzle kinematycznym oraz degradację właściwości materiałów staje się możliwe wyróżnienie okresu inicjacji, a następnie przejście do etapu prognozowania fazy propagacji pęknięcia.

Głównym problemem w efektywnym aplikowaniu przedstawionego ujęcia jest zmniejszenie

niepewności odnośnie wartości parametrów aposteriorycznego rozkładu prawdopodobieństwa. Z tego względu wydaje się, że naturalnym uzupełnieniem procedur wykorzystywanych w metodach *RBI* i *RBM* powinna być bayesowska metoda estymowania parametrów rozkładu a posteriori.

Założmy, że α jest wektorem nieznanymi parametrów a y wektorem obserwacji. Najważniejsza różnica pomiędzy klasycznym ujęciem a podejściem bayesowskim polega na tym, że jeśli wcześniej zakładano możliwość estymowania nieznanymi wartości parametrów rozkładu, tym razem nieznane parametry są zmiennymi losowymi. Rozkład a posteriori $p(\alpha/y)$ zgodnie ze wzorem Bayesa otrzymujemy na podstawie funkcji wiarygodności $p(y/\alpha)$ oraz apriorycznego rozkładu $p(\alpha)$:

$$p(\alpha/y) = \frac{p(y/\alpha)p(\alpha)}{\int p(y/\alpha)p(\alpha)d\alpha} \propto p(y/\alpha)p(\alpha) \quad (11)$$

Zwykle w analizie bayesowskiej przyjmuje się, że aprioryczny rozkład Jeffreya [13], który otrzymuje się stosując regułę, że gęstość rozkładu apriorycznego jest proporcjonalna do pierwiastka kwadratowego wyznacznika macierzy Fishera:

$$p(\alpha) \propto (\det I(\alpha))^{1/2} \quad (12)$$

gdzie:

$$I(\alpha) = -E \left[\frac{\partial^2 \ln(p(y/\alpha))}{\partial \alpha^2} \right] \quad (13)$$

Ze wzoru (13) wynika, że informacja Fishera określona jest przez wartość oczekiwaną drugich pochodnych logarytmu funkcji wiarygodności. Odpowiednio dla rozkładu dwuparametrowego logarytm funkcji wiarygodności ma postać:

$$\Lambda = \ln L = \sum_{i=1}^n \ln(p(y_i/\alpha; \Theta_1, \Theta_2)) \quad (14)$$

$$I(\alpha) = \begin{bmatrix} E \left[-\frac{\partial^2 \Lambda}{\partial \Theta_1^2} \right] & E \left[-\frac{\partial^2 \Lambda}{\partial \Theta_1 \partial \Theta_2} \right] \\ E \left[-\frac{\partial^2 \Lambda}{\partial \Theta_2 \partial \Theta_1} \right] & E \left[-\frac{\partial^2 \Lambda}{\partial \Theta_2^2} \right] \end{bmatrix}$$

Odpowiednio wykorzystując otrzymane zależności możemy obliczyć momenty i kwantyle rozkładu parametrów rozkładu a następnie wyznaczyć kwantyle i momenty rozkładu aposteriory.

PODSUMOWANIE

Przedstawiony w opracowaniu sposób wykorzystania metody analizy ryzyka wspartej diagnostyką wibroakustyczną w podejmowaniu decyzji eksploatacyjnych nawiązuje z jednej strony do definicji ryzyka i związanego z tym oszacowania prawdopodobieństwa wystąpienia zdarzenia niepożądanego oraz estymacji rozległości i wartości strat jakie temu zdarzeniu mogą towarzyszyć,

z drugiej do możliwości wykorzystania rezultatów eksperymentu diagnostycznego w zadaniu zmniejszania niepewności odnośnie estymacji parametrów aposteriorycznego rozkładu intensywności uszkodzeń. Wykorzystanie związku pomiędzy modelem bayesowskim a macierzą informacji Fishera umożliwia bezpośrednią aplikację wyników obserwacji diagnostycznej w bayesowskiej estymacji aposteriorycznego rozkładu oraz szacowania wejściowego rozkładu Jeffseys'a. Takie zastosowanie informacji diagnostycznej umożliwia rozwiązanie zagadnienia wyznaczania warunkowego rozkładu prawdopodobieństwa intensywności uszkodzeń na podstawie rezultatów uzyskanych w eksperymencie diagnostycznym.

Praca naukowa finansowana ze środków na naukę w latach 2005-2008 jako projekt badawczy nr 4 T07B 030 29.

LITERATURA

- [1] YATOMI M. i inni, 2004, Application of Risk-Based Maintenance on Materials Handling Systems, IHI Engineering Review, vol. 37, No 2, str. 52-58.
- [2] ZAWISZA M., 2004, Wykorzystanie informacji zawartej w sygnale wibroakustycznym do oceny prawdopodobieństwa wystąpienia awarii w przekładni zębatej, rozprawa doktorska, Politechnika Warszawska.
- [3] RADKOWSKI S., ZAWISZA M., 2004, „Use of Vibroacoustic Signal for Evaluation of Fatigue-Related Damage of Toothed Gears”, The 17th International Congress & Exhibition on Condition Monitoring And Diagnostic Engineering Management, COMADEM 2004.
- [4] YANG W., 2001, Towards Dynamic Model-Based Prognostics for Transmission Gears, SPIE Conference Proceedings, vol. 4733, pp. 157-167.
- [5] WANG W., Wong A., 2002, Autoregressive Model Based Gear Fault Diagnosis, Journal of Vibration and Acoustics, vol. 124, pp. 172-179.
- [6] WANG P., VACHTSEVANOS G., 1999, Fault Prognosis Using Dynamic Wavelet Neural Networks, in Maintenance and Reliability Conference, MARCON.
- [7] JASIŃSKI M., 2004, Empiryczne modele w szczegółowej diagnostyce przekładni zębatej. Rozprawa doktorska, Politechnika Warszawska.
- [8] BAR-SHALOM Y., LI X.R., KIRUBARAJAN T., 2001, Estimation with applications to tracking and navigation, John Wiley and Sons, INC 2001.
- [9] ADAMS D.E., 2002, Nonlinear Damage Models for Diagnostic and Prognosis in Structural Dynamic Systems, in SPIE Conference Proceedings, vol. 4733, pp 180-191.
- [10] CHELIDZE D., 2002, Multimode Damage Tracking and Failure Prognosis in Electromechanical system, in SPIE Conference Proceedings, vol. 4733, pp 1-12.
- [11] ZAWISZA M., 2003, Wykorzystanie informacji zawartej w sygnale wibroakustycznym do oceny prawdopodobieństwa wystąpienia awarii w przekładni zębatej, Rozprawa doktorska Politechnika Warszawska.
- [12] RADKOWSKI S., ZAWISZA M., 2004, Naprężeniowo-drganowe modele diagnostyczne zmęzeniowych uszkodzeń kół zębatach, 3rd International Congress of Technical Diagnostics “DIAGNOSTICS'2004”, Poznań 06-09.09.2004. PTDT, „Diagnostyka” vol. 30; tom 2, str. 85-88.
- [13] JEFFSEYS H., 1961, Theory of Probability Data, Oxford University Press, Oxford.

Prof. Stanisław RADKOWSKI profesor w Instytucie Podstaw Budowy Maszyn Politechniki



Warszawskiej kierownik zespołu naukowego Diagnostyki Technicznej i Analizy Ryzyka. Prezes Polskiego Towarzystwa Diagnostyki Technicznej. Zainteresowania naukowe – analiza i ocena ryzyka technicznego, inżynieria bezpieczeństwa, wykorzystanie diagnostyki

wibroakustycznej w zadaniach detekcji, identyfikacji i lokalizacji uszkodzeń niskoenergetycznych.



Dr inż. Maciej ZAWISZA adiunkt w Instytucie Podstaw Budowy Maszyn Politechniki Warszawskiej, członek PTDT. Zainteresowania naukowe - diagnostyka maszyn ze szczególnym uwzględnieniem wykorzystania analizy sygnałów wibroakustycznych i naprężeń w detekcji zmęcze-

niowych stanów awaryjnych w przekładniach zębatach.

DIAGNOZOWANIE GIGACYKLOWYCH PROCESÓW ZMĘCZENIOWYCH W PRZEKŁADNI ZĘBATEJ

Marcin JASIŃSKI, Stanisław RADKOWSKI

Instytut Podstaw Budowy Maszyn, Politechnika Warszawska
ul. Narbutta 84, 02-524 Warszawa, ras@simr.pw.edu.pl

Streszczenie

Celem pracy jest opracowanie, dla materiałów o wysokiej wytrzymałości, metody prognozowania i analizy gigacyklowej trwałości zmęczeniowej (10^8 – 10^9 cykli) na podstawie badania sygnału wibroakustycznego. W metodzie proponuje się wykorzystać wyniki analizy sygnału wibroakustycznego, uzyskiwane podczas przyspieszonych badań zmęczeniowych, prowadzonych na specjalnie do tego celu skonstruowanym i zbudowanym stanowisku badawczym, pracującym w zakresie częstotliwości rzędu 20 kHz, który odpowiada częstotliwości drgań własnych próbek.

Metody diagnostyki wibroakustycznej umożliwiają nie tylko detekcję uszkodzeń powierzchniowych, ale również wykrycie uszkodzeń występujących w rdzeniu próbki. Możliwym staje się podjęcie próby poznania natury zwiększonej trwałości zmęczeniowej oraz próby wykorzystania w prognozowaniu gigacyklowej trwałości zmęczeniowej cech sygnałów wibroakustycznych.

Słowa kluczowe: diagnostyka wibroakustyczna, gigacyklowe procesy zmęczeniowe, generatory piezoelektryczne.

DIAGNOSIS OF THE GIGACYCLE FATIGUE PROCESSES IN THE GEAR

Summary

The main goal of this work is develop, for high-strength materials, a method of gigacycle fatigue life's (10^8 – 10^9 cycles) forecasting and analysis on the basis of vibroacoustic signal investigation. In this method we propose to use results of the vibroacoustic signal analysis, obtained during the fatigue tests on a test bed, especially designed and build for this purpose, operating within 20 kHz range – corresponding to eigen frequency of specimen.

Methods of vibroacoustic diagnostics enable not only detection of surface failures, but also detection of failures appearing in the specimen's core. It's possible making an attempt of learning of the extension fatigue life nature and using it in forecasting gigacycle fatigue life's features of vibroacoustic signals

Keywords: vibroacoustic diagnostic, gigacycle fatigue processes, piezoelectric generators.

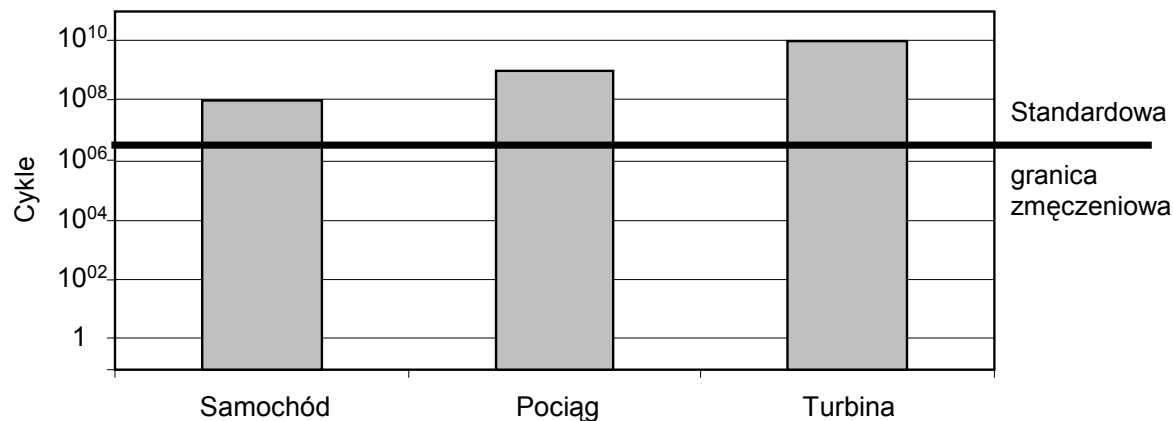
1. WPROWADZENIE

W latach 60-tych i wczesnych latach siedemdziesiątych w projektowaniu konstrukcji poddanych działaniu zmiennych obciążeń, które mogłyby wywołać efekt zmęczeniowego zniszczenia najczęściej stosowano rozwiązania eksponujące możliwość kontrolowania wzrostu pęknięć i wad wstępnie istniejących w materiale konstrukcyjnym. W innym podejściu zakładano, że istniejące pęknięcia propagują jedynie do założonej wartości progowej. Obydwie te metody odwołują się do zasad i modeli wywodzących się z mechaniki pękania. Rozwój pojazdów szybkobieżnych

i maszyn wysokoobrotowych oraz coraz szersze zastosowanie nowych materiałów, szczególnie materiałów wysokowytrzymałościowych, ogólnie określanych jako „High Performance Materials”, spowodowały konieczność weryfikacji XIX-wiecznych założeń odnośnie możliwości wystąpienia nieskończonej trwałości zmęczeniowej materiałów konstrukcyjnych. Przede wszystkim okazało się, że w przypadku tego typu materiałów nie jest spełnione założenie o asymptotycznym przebiegu krzywej Wöhlera po przekroczeniu granicy 10^6 – 10^7 cykli, co może być przyczyną wystąpienia krytycznych uszkodzeń i katastrof o rozległych konsekwencjach, bowiem w wielu

przypadkach zaobserwowano zmęczeniowe uszkodzenia tych materiałów po przekroczeniu $10^8 \div 10^9$ cykli.

Tymczasem zwraca się uwagę [1], że wymagana trwałość zmęczeniowa współczesnych silników samochodowych wynosi 10^8 cykli, dużych silników o zapłonie samoczynnym stosowanych na statkach lub lokomotywach szybkobieżnych 10^9 cykli, a niektóre elementy silników turbinowych (np. wał wirnika) powinny wykazywać wytrzymałość zmęczeniową rzędu 10^{10} cykli (rys. 1).



Rys. 1. Wytrzymałość zmęczeniowa maszyn i ich elementów

Równocześnie, badacze podejmujący próby prowadzenia tego typu badań wskazują [2], że 90% okresu rozwoju procesu gigacyklowego zmęczenia materiałów to okres nukleacji pęknięć. Z oczywistych względów wyznaczenie jednoznacznej granicy pomiędzy nukleacją pęknięcia a fazą propagacji nie jest proste. Z jednej strony liczba dostępnych wyników badań jest ograniczona: bowiem prowadząc badania na klasycznej maszynie zmęczeniowej pracującej z częstotliwością 100 Hz liczbę 10^7 cykli można osiągnąć po prawie 30 godzinach, natomiast osiągnięcie liczby 10^9 cykli będzie wymagało prowadzenia badań przez praktycznie 3000 godzin. Równocześnie przyrosty pęknięć są trudno mierzalne a na dodatek, wczesnym fazom powstawania defektów towarzyszą małe przyrosty pęknięć. W literaturze [1] wskazuje się, że mimo iż średni przyrost pęknięcia w procesie zmęczenia gigacyklowego leży często poniżej tzw. progowego przyrostu pęknięcia zmęczeniowego (fatigue crack growth threshold) wynoszącego $10^{-11} \div 10^{-12}$ m/cykl to zjawisko tego typu zniszczenia zmęczeniowego jednak występują. Oznacza to, że stosowane dotychczas w mechanice zależności przyrostu pęknięcia od intensywności naprężeń i wartości naprężeń nie uzyskały w warunkach zmęczenia gigacyklowego pełnej akceptacji i na obecnym etapie badań podlegają procesowi weryfikacji. Z tego punktu widzenia istnieje potrzeba rozwoju nowych metod badawczych, adekwatnych modeli

diagnostycznych oraz doboru odpowiednich metod detekcji informacji diagnostycznej.

Uwzględniając wymienione zagadnienia coraz częściej podejmowane są próby prowadzenia przyspieszonych testów zmęczeniowych przy wykorzystaniu piezoelektrycznych lub magnetostrykcyjnych generatorów i przetworników wysokiej częstotliwości z przedziału 10÷30 kHz, co pozwala sprowadzić okres badań nad procesem zmęczenia gigacyklowego do rozsądnych okresów (odpowiednio 10^9 cykli można uzyskać w czasie wspomnianych 30 godzin).

Jednak ograniczona moc sygnału wymaga prowadzenia badań w paśmie drgań rezonansowych próbki, w odróżnieniu od drgań wymuszonych, jakim poddana jest próbka na klasycznych, niskoczęstotliwościowych urządzeniach testowych.

Przykładowe wymiary próbek, dla określonych częstotliwości drgań własnych oraz wymiar czasu (godziny) trwania eksperymentu dla założonej liczby cykli zestawiono w tabeli 1.

Tabela 1. Czas trwania eksperymentu [h]

Długość próbki [mm]	Częstotliwość wymuszenia [Hz]	Liczba cykli		
		10^6	10^8	10^9
85000	30	93	9259	92593
12700	200	14	1389	13889
127	20000	–	14	139
13	200000	–	–	14

Uwzględniając częstotliwości drgań własnych prowadzenie badań gigacyklowego procesu zmęczenia materiałów wymaga rozwiązania szeregu zagadnień z zakresu dynamiki maszyn, wyznaczania zakresu drgań własnych próbki w zależności od dynamicznych właściwości materiału, typu zamocowania i geometrii próbki oraz budowy i analizy miar wibroakustycznych charakteryzujących się dużą wrażliwością na poszczególne fazy procesu zmęczeniowego.

Pierwsze próby wyjaśnienia zjawiska zniszczenia w gigacyklowym zakresie trwałości zmęczeniowej odwołują się do modeli i zdobytego

doświadczenia w badaniach nisko- i wysokocyklowej trwałości zmęzeniowej. Można tu wskazać na próby wykorzystania metod współczynnika intensywności naprężeń [2], wykorzystania ocen naprężeń residualnych w strefie przed pęknięciem, efekty cyklicznego umocnienia i osłabienia [1]. Równolegle rozwijane są różne sposoby dotarcia do informacji o zachodzących procesach degradacyjnych poczynając, od zastosowania interferometrów laserowych do pomiaru przyrostu pęknięcia na jednostkę czasu odpowiadającą przyjętej liczbie cykli.

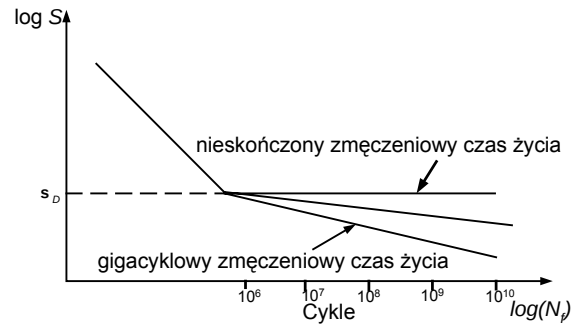
Podejmowane są próby bliższego poznania fizycznej strony gigacyklowego procesu zniszczenia zmęzeniowego. Na przykład w pracy [3] przy omawianiu wyników badań laboratoryjnych zwraca się uwagę na duży rozrzut uzyskanej trwałości zmęzeniowej. Jako główną przyczynę otrzymania takich rezultatów badań wskazuje się różne mechanizmy procesu inicjacji pęknięć: występowanie wtrąceń zakłócających jednorodną strukturę materiału jest powodem inicjacji pęknięcia w zakresie dużych wartości naprężeń maksymalnych, natomiast w przypadku mniejszych wartości maksymalnych naprężeń za przyczynę powstania pęknięcia na powierzchni próbki uznaje się wtrącenia lub uszkodzenia powierzchni. Dodatkowe czynniki mające wpływ na przebieg procesu zmęzeniowego rozwoju uszkodzenia powodują, że trudno prognozować kształt krzywej naprężenie – zmęzeniowe zniszczenie w przedziale $10^8 \div 10^9$ cykli (rys. 2).

W rzeczywistych warunkach funkcjonowania krytycznych węzłów kinematycznych na trwałość zmęzeniową elementów będą miały wpływ czynniki skorelowane z mechanizmem zmian parametrów warstwy wierzchniej, a tym samym będą miały zróżnicowany wpływ na proces generacji sygnału wibroakustycznego. Dla przykładu przeanalizujemy poszczególne typy uszkodzeń zmęzeniowych występujących w przekładni zębatej.

2. TYPY USZKODZEŃ PRZEKŁADNI ZĘBATYCH

2.1. Docieranie i zużycie ściernie

Zauważmy, że podstawowym mechanizmem odpowiedzialnym za zużycie jest niewystarczająca grubość filtra olejowego, powodująca bezpośredni kontakt współpracujących powierzchni zębów. Z tego punktu widzenia docieranie najczęściej pojawia się wtedy, gdy relatywnie wolnoobrotowe przekładnie zębate pracują z dużym udziałem czasowym bezpośredniego kontaktu powierzchni zębów, powodującym polerowanie powierzchni zębów, prawie aż do wykończenia na połysk lustrzany. Późniejsze zużycie przebiega z bardzo małą prędkością i dlatego zużycie polerskie czasami nie jest traktowane jako uszkodzenie.



Rys. 2. Wykres naprężenie – zmęzeniowe zniszczenie

Zużycie umiarkowane jest spowodowane przez niewystarczającą grubość filtra olejowego. Kiedy zużycie jest proporcjonalne do prędkości poślizgu i prędkość poślizgu nie jest równa zero na linii przyporu i osiąga maksimum na krańcach kontaktu, wtedy występuje wzmożone zużycie stopy i głowy zęba, i praktycznie brak zużycia na linii przyporu. Umiarkowane zużycie w swej istocie nie jest postrzegane jako uszkodzenia, jest jednak wstępem do nadmiernego zużycia i tym samym może prowadzić do całkowitego zniszczenia zęba. Prędkość zużycia może być zmniejszana poprzez zwiększenie lepkości oleju, zwiększanie dokładności wykonania powierzchni zębów lub poprzez zmianę geometrii zębów w celu zmniejszenia prędkości poślizgu.

Niekontrolowane zużycie umiarkowane powoduje nadmierne zużycie, w którym oryginalny profil zęba jest niszczone i najczęściej prowadzi do złamania zęba [4, 5] z powodu:

- zmniejszonego współczynnika wytrzymałości zęba na zginanie;
- rozwoju pęknięcia zmęzeniowego zainicjowanego uszkodzeniami powierzchni;
- dużymi obciążeniami dynamicznymi występującymi przy uszkodzeniu profilu zęba.

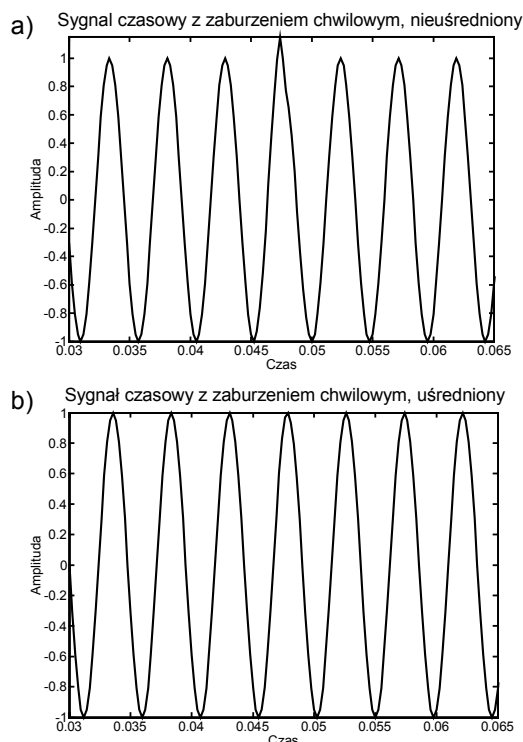
Innym przykładem zużycia jest zużycie ściernie, które jest powodowane wtrąceniami w olej, mającymi twardość zbliżoną lub większą niż twardość warstwy wierzchniej oraz średnicę równą lub większą od grubości filtra olejowego. Aby uniknąć zużycia ściernego, niezbędne jest utrzymanie czystości oleju, poprzez zastosowanie filtrów lub częstsze wymiany oleju. Wtrącenia w olej mogą się pojawić jako wynik innego typu uszkodzenia (np. uszkodzenia łożyska).

Omawiane zaburzenia współpracy mają losowy charakter i rzadko występują w sposób okresowy (rys. 3a). Tym samym stosując procedury uśredniania eksponujące efekty okresowe tracimy informację o tego typu uszkodzeniach (rys. 3b).

2.2. Powstawanie wżerów

Frosting (kostkowanie), powstawanie wżerów (scoring), zacieranie się (scuffing) powstają wskutek chwilowego zgrzania się powierzchni

zębów spowodowanych rozerwaniem spoiny i z tego powodu mają zupełnie inny wpływ na przebieg procesu zmęzeniowego zniszczenia zębów. Występuje wtedy, kiedy złożenie wpływu obciążenia, prędkości poślizgu i temperatury osiąga wartość krytyczną powodującą zanik filtru olejowego separującego powierzchnie zębów. Wynikiem tego jest kontakt metal-metal i jeżeli nacisk powierzchniowy oraz prędkość poślizgu są wystarczająco wysokie, następuje powstanie spoiny.



Rys. 3. Sygnał czasowy z zaburzeniem chwilowym:
a) nieuśredniony, b) uśredniony synchronicznie

Frosting występuje wtedy, kiedy obszar zgrzania jest tylko taki jak wielkość wystających wtrąceń na powierzchni, w następstwie czego są one wyłamywane z małymi uszkodzeniami. Na powierzchni zębów powstaje widok podobny do zamrożonych kryształów, jest to spowodowane mikropittingiem powierzchniowym, bez widocznych pęknięć w kierunku poślizgu. Frosting początkowy (wyrwanie wtrąceń z powierzchni zęba) może powiększać powierzchnie kontaktu powierzchni, zmniejszając nacisk powierzchniowy, dzięki czemu przekładnia może pracować przez długi czas bez żadnych uszkodzeń. Jeśli to konieczne frosting może być usunięty poprzez polerowanie uszkodzonego obszaru.

Różnica pomiędzy frostingiem a powstawaniem wżerów leży w wielkości zgrzania i efektów rozerwania spoiny. Powstawanie wżerów jest obserwowane jedynie w szybkoobrotowych, wysokoobciążonych pracujących z olejami syntetycznymi o zbyt małej lepkości.

Kiedy złożenie wpływu obciążenia, prędkości poślizgu i temperatury przekracza wartość krytyczną powstają wżery na skutek chwilowego zgrzania się powierzchni zębów spowodowanych rozerwaniem spoiny następuje wzajemne rysowanie się profili zęba i powierzchni zęba. Niekontrolowane powstawanie wżerów zazwyczaj powiększa się i może prowadzić do zniszczenia profilu zęba. Zazwyczaj pomagają polerowanie uszkodzonej powierzchni. Czasami lekkie lub umiarkowane powstawanie wżerów (np. frosting) może zakończyć się lub zaniknąć w momencie cyklicznej redukcji wtrąceń powierzchniowych.

Jeżeli wspomniane warunki pracy przekraczają wartość krytyczną powstawania wżerów lub przyczyniają się do przyspieszonego powstawania wżerów, wtedy występuje faza niszczącego powstawania wżerów. Kiedy liczba powstających wżerów jest proporcjonalna do prędkości poślizgu, następuje wzmożone powstawanie wżerów na linii przyporu. Nagromadzenie materiału usuniętego z wżerów oraz koncentracja obciążenia w punkcie przyporu może powodować powstanie pittingu lub spallingu na linii przyporu. Długoterminowymi konsekwencjami niszczącego powstawania wżerów jest powstawanie drobin metalicznych, zniszczenie profilu zęba i złamanie zęba.

Niejednostajne obciążenie powierzchni zęba, spowodowane np. niewspółosiowością lub lokalnymi błędami profilu zęba, mogą generować lokalne powstanie wżerów. Przekładnie z małą ilości lokalnych wżerów mogą kontynuować pracę bez późniejszych uszkodzeń pod warunkiem, że wżery usunęły powód niejednorodnego obciążenia (np. wystające miejsce na profilu zęba) i pozostała powierzchnia kontaktu jest w stanie przenieść całkowite obciążenie. W niektórych przypadkach początkowe lokalne powstanie wżerów może wskazywać na bardziej zasadniczy problem jak np. niewspółosiowość, która może prowadzić do poważniejszych uszkodzeń. Z przedstawionego opisu wynika, że wpływ wżerów na strukturę sygnału wibroakustycznego jest zależny od tego, jaka była fizyczna przyczyna powstawania i rozwoju uszkodzenia. Stąd parametr diagnostyczny może mieć charakter okresowy lub losowy.

2.3. Zmęczenie powierzchniowe

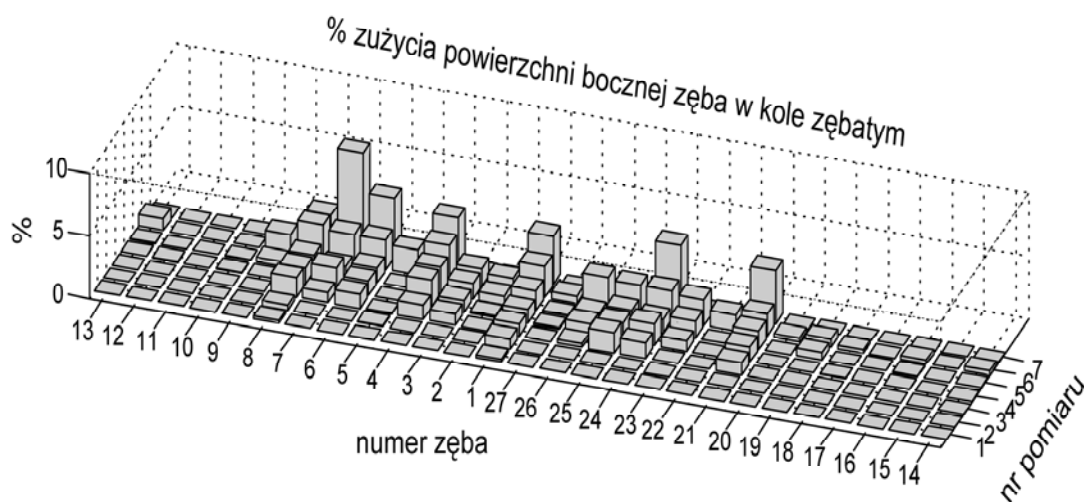
Zmęczenie powierzchniowe powstaje wskutek powtarzającego się zadawania i usuwania obciążenia powierzchni zęba, które prowadzi do uszkodzenia, jeśli przekroczy się wytrzymałość zmęzeniową materiału. Typy uszkodzeń związane z zmęczeniem powierzchniowym to pitting i spalling (łuszczenie). Wytrzymałość zmęzeniowa przekładni zależy od wielkości obciążenia i ilości cykli, którym została poddana. W przypadku gigacyklowych badań zmęzeniowych zębów poddaje się dużo wyższym niż nominalne obciążeniom. Większość uszkodzeń zmęzeniowych jest inicjowana zmianami w strukturze głęboko pod

powierzchnią zęba, ale są one określane uszkodzeniami zmęczeniowymi powierzchniowymi, ponieważ to powierzchnia zęba jest niszczona w czasie rozwoju uszkodzenia.

Lokalne koncentracje obciążenia mogą powodować małe wgłębienia w powierzchni zęba albo równomiernie w poprzek linii przyporu albo na krawędzi zęba. Początkowo pitting zazwyczaj rozwija się jeśli lokalnie występuje przekroczenie warunków granicznych, czasami powierzchnia powraca do stanu pierwotnego, to zjawisko nazywane jest „samonaprawą” lub „pittingiem korygującym”. Pitting w początkowej fazie na ogół nie jest postrzegany jako uszkodzenie, czasami jeśli się nie zakończy może rozwinąć się do kolejnego etapu pittingu. Niestety nie ma jasno określonej drogi do określenia, czy pitting w fazie początkowej zniknie, czy też przekształci się w kolejną fazę pittingu.

Jeśli pitting na początku nie zatrzyma się lub nie zniknie, zmienia się w pitting, który może zniszczyć profil zęba. Na rysunku 4, przytoczonym za pracą

[5], można zauważyć, że uszkodzenie powierzchni rozwija się wzdłuż profilu a przede wszystkim obejmuje coraz większą liczbę sąsiednich zębów. Pitting występuje w momencie, gdy następuje przekroczenie nominalnych naprężeń odpowiadających wytrzymałości zmęczeniowej materiału, w wypadku zadawania zbyt dużego momentu lub złego rozkładu obciążenia zęba lub kilku par zębów. Nawęglane, azotowane lub indukcyjne hartowane koła zębate zazwyczaj pracują w warunkach krytycznych zmęczeniowo, czasami te procesy prowadzą do okształcenia koła zębatego a szlifowanie lub docieranie jest okresowo wymagane do zlikwidowania okształcenia. Kiedy pod wpływem okształcenia nie występuje pełen kontakt, wtedy maleje efektywna wytrzymałość zmęczeniowa. Na ogół, pitting rozwija się przez długi okres czasu i generuje znaczną ilość okruchów metalicznych zanim zmieni się w poważne uszkodzenie, takie jak złamanie zęba z powodu koncentracji naprężeń.



Rys. 4. Rozwój pittingu na poszczególnych zębach zębniaka

Pitting jest zazwyczaj nazywany spallingiem i vice versa, z powodu podobnego wyglądu w późniejszych etapach uszkodzenia, jednakże jest on powodowany za pomocą innego mechanizmu powstawania uszkodzenia. Spalling jest powodowany poprzez złożenie wpływu wysokich naprężeń powierzchniowych i relatywnie wysokich prędkości poślizgu, które powodują zmianę strukturze powierzchni zęba. W początkowym etapie spallingu, pęknięcie inicjuje się na powierzchni zęba i rozszerza się spiralnie od uszkodzenia początkowego. Czasami część materiału jest usuwana z powierzchni, dając duże podobieństwo do pittingu niszczącego, w którym wgłębienia są zgrupowane razem w formie złuszczonego obszaru. Spalling zazwyczaj występuje jedynie w nawęglanych kołach zębatych ponieważ jest to związane zarówno z naprężeniami

powierzchniowymi i poślizgiem. Ochrona przez spallingiem polega na redukcji wielkości poślizgu lub współczynnika tarcia poprzez przesunięcie profilu zęba, polepszenie wykończenia powierzchni lub zmianę typu oleju.

Wykruszanie warstwy dyfuzyjnej, które występuje tylko w nawęglanych kołach zębatych, jest spowodowane przez pęknięcia głęboko pod powierzchnią zęba lub blisko relatywnie miękkiego rdzenia zęba. Te pęknięcia wynikają z twardości zębów (i skutkiem tego wytrzymałości na ścinanie) zmniejszającej się szybciej niż naprężenia ścinające, ponieważ warstwa dyfuzyjna jest zbyt cienka. Pęknięcie propaguje także wewnątrz rdzenia lub na połączeniu rdzenia i warstwy dyfuzyjnej, bez oznak stanu zagrożenia, aż do uszkodzenia dużej części rdzenia, załamania i oderwania się. Wygląd zewnętrzny uszkodzenia

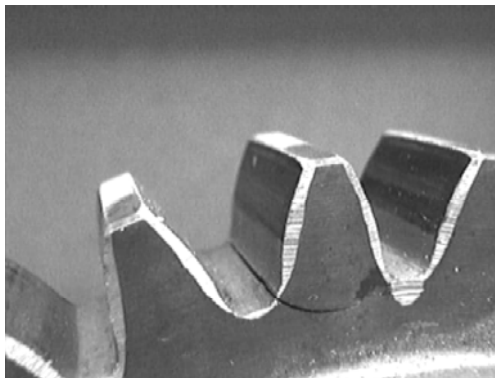
powierzchni jest często mylony z pittingiem niszcącym lub spallingiem, jednakże wykruszanie warstwy dyfuzyjnej zazwyczaj występuje raptownie na jednym lub dwóch zębach, a pitting lub spalling rozwija się stopniowo i zazwyczaj jest widoczny na wielu zębach.

2.4. Złamanie zęba

Złamanie jest prawdopodobnie najpoważniejszym typem uszkodzenia przekładni zębatej. Odmienne niż typy uszkodzeń przedstawione wcześniej, które się rozwijają w dość długim okresie czasu pomiędzy okresem początkowym a poważnym uszkodzeniem, złamanie wywołuje natychmiastową niezdolność do użytkowania lub znacznie ogranicza zdolność przenoszenia mocy. Może mieć również katastrofalne skutki, uwzględniając zranienie lub zabicie ludzi, w maszynach takich jak: śmigłowce, dźwigi osobowe, żurawie, wyciągarki itp., w których zdolność do przekazywania lub ograniczania prędkości obrotowej jest krytyczna. Złamanie może wystąpić na wiele sposobów z różnych powodów.

Klasyczne uszkodzenie zmęczeniowe w wyniku naprężeń gnących występuje wtedy, kiedy obciążenie wywołuje pewien poziom naprężeń w podstawie powierzchni przejściowej zęba, szczególnie blisko punktu styczności powierzchni przejściowej i profilu zęba, który przekracza dopuszczalny poziom dla zakładanego czasu życia.

Gigacyklowe badania zmęczeniowe najczęściej powodują rozwój pęknięcia zmęczeniowego i złamanie zęba (rys. 5).



Rys. 5. Zębnik z widocznym pęknięciem zmęczeniowym

Zazwyczaj pęknięcie inicjalizuje się blisko podstawy zęba i rośnie wykładniczo, jak pęknięcie rośnie, sztywność zęba maleje, wpływając na przyspieszenie rozwoju pęknięcia.

Dodatkowo może wystąpić tzw. złamanie przypadkowe, zarówno zmęczeniowe jak i spowodowane przeciążeniem, jest zazwyczaj inicjowane przez zjawiska takie jak wtrącenia powierzchniowe lub podpowierzchniowe, pęknięcia spowodowane obróbką cieplną, uszkodzenia fizyczne, nadmierny pitting i/lub spalling, pęknięcia

w czasie szlifowania, i inne naprężenia. Przypadkowa natura tych złamań znaczy tyle, że mogą wystąpić gdziekolwiek na zębie i zazwyczaj powodują stratę części zęba, która mimo, że strata mocy może nie wystąpić, może prowadzić do większego uszkodzenia.

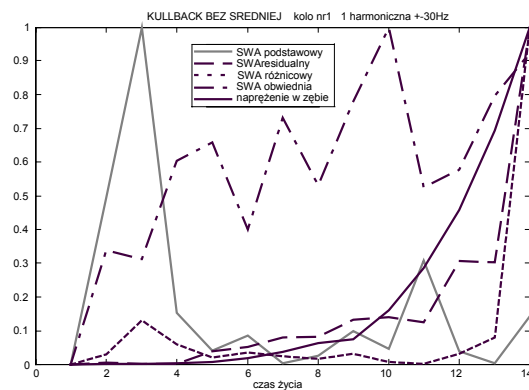
W przypadku klasycznego zmęczenia w wyniku naprężeń gnących uznaje się, że ząb posiada sztywny rdzeń, w związku z czym dominują efekty spowodowane zginaniem. Jednakże, jeżeli wieniec podtrzymujący koło zębate jest cienki, zginanie wienca będzie zauważalne, a pęknięcie zmęczeniowe, zazwyczaj rozwijające się w podstawie zęba, może zainicjować się w stopie zęba i przejść na wieniec.

Dotychczasowe rezultaty przyspieszonych badań na stanowisku mocy krążącej [6] wskazują na konieczność analizowania ewolucji rozkładu prawdopodobieństwa amplitud w wybranych pasmach częstotliwości. Przykład wykorzystania miary zmienności rozkładu prawdopodobieństwa w postaci miary Kullbacka przedstawiono na rysunku 6. Miara Kullbacka ma następującą postać:

$$\begin{aligned} K(\theta_1, \theta_0) &= E\{s(y)\} = \\ &= \sum_{j=1}^n p_{j\theta_1} \left(\log \frac{1}{p_{j\theta_0}} - \log \frac{1}{p_{j\theta_1}} \right) = \\ &= \sum_{j=1}^n p_{j\theta_1} \log \frac{p_{j\theta_1}}{p_{j\theta_0}} \end{aligned}$$

gdzie: $s(y) = \ln \frac{p_{\theta_1}(y)}{p_{\theta_0}(y)}$,

jest logarytmicznym stosunkiem rozkładów gęstości prawdopodobieństw znalezienia się w określonym stanie (awarii lub zdatności), przy założeniu wystąpienia zmiany z rozkładu p_{θ_0} do rozkładu p_{θ_1} .

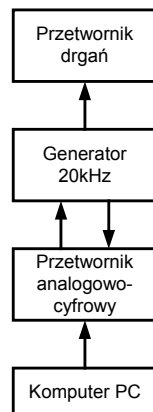


Rys. 6. Zmiana znormalizowanej wartości miary Kullbacka podczas eksperymentu [6]

3. STANOWISKA LABORATORYJNE DO BADAŃ GIGACYKLOWYCH PROCESÓW ZMĘCZENIOWYCH

Do chwili obecnej nie ma norm dotyczących sposobu przeprowadzania badań gigacyklowych procesów zmęzeniowych. Laboratoria zajmujące się tego typu badaniami, np. w Stanach Zjednoczonych, w Austrii, we Francji [1], w Chinach, w Japonii i w Słowacji, są na etapie opracowania własnych procedur badawczych. Pomimo tego, że same maszyny do badań trwałościowych są w tych laboratoriach inne, mają one kilka cech wspólnych. Najważniejsze z nich to (rys. 7):

1. wysokoczęstotliwościowy generator, który generuje elektryczny sinusoidalny sygnał o częstotliwości 10÷20kHz, zazwyczaj jest zasilany napięciami od 100÷1000V;
2. piezoelektryczny (lub magnetostrykcyjny) przetwornik, który przetwarza sygnał elektryczny w drgania mechaniczne, standardowe parametry to skok 5-20 μm , częstotliwość rezonansowa powyżej 20 kHz;
3. jednostka sterująca – komputer PC, który umożliwia sterowanie częstotliwością generatora oraz w zależności w jakie jeszcze dodatkowe systemy jest wyposażone stanowisko badawcze umożliwia sterowanie temperaturą, ciśnieniem, wartością siły, kierunkiem drgań itp.



Rys. 7. Schemat układu pomiarowego

Pierwsze tego typu urządzenia pozwalały jedynie na jednokierunkowe badania ze stałą amplitudą, najnowsze pozwalają na badania ze zmiennym obciążeniem i regulowaną amplitudą przy wysokiej lub niskiej temperaturze, badania skrętne lub w kilku kierunkach.

Wysokoczęstotliwościowe systemy badań zmęzeniowych pracują zazwyczaj przy częstotliwości 20 kHz. W ich skład według [7] wchodzi następujące części:

- a) Generator (zazwyczaj o mocy 1000÷2500 W), który zapewnia sinusoidalny sygnał o częstotliwości 20 kHz;

- b) Piezoelektryczny (lub magnetostrykcyjny) przetwornik (przetwarza sygnał elektryczny w drgania mechaniczne) oraz wzmacniacz wysokoczęstotliwościowy drgań mechanicznych;
- c) Jednostka sterująca umożliwiająca:
 - pomiar przemieszczeń i naprężeń, sterowanie amplitudą i częstotliwością, licznik cykli;
 - sterowanie komputerowe, w tym wstępne ustawianie amplitudy (konieczne zwłaszcza przy zmiennej amplitudzie obciążenia), programowanie impulsów siły, klasyfikację i zapis amplitud on-line oraz sterowanie zakresem częstotliwości;
- d) Dodatkowe wyposażenie; takie jak – urządzenie chłodzące (aby zapobiec wzrostowi temperatury), komory środowiskowe (piec, komora korozyjna, basen), urządzenia do pomiaru rozwoju pęknięcia (mikroskop, kamera wideo);
- e) Rama i urządzenia do zadawania statycznych i dynamicznych ściskających lub rozciągających obciążeń (moda I, $R \neq -1$) lub zadawania obciążeń ścinających (moda II lub III).

W celu uzyskania określonych i wystarczająco wysokich amplitud, maszyny wysokoczęstotliwościowe muszą pracować w rezonansie. Oznacza to, że każdy drgający element, włączając w to próbkę musi mieć określoną geometrię i właściwości mechaniczne. Próbkę jest zazwyczaj osiowo symetryczna (o przekroju kołowym lub kwadratowym), a jej długość musi pozwalać na powstawanie podłużnej fali stojącej przy 20 kHz z maksymalnymi naprężeniami i naciskiem w środku próbki oraz maksymalnym odkształceniem na końcach próbki. Próbkę powinna mieć stały przekrój lub zmniejszony przekrój pośrodku próbki (zazwyczaj w kształcie dzwonu lub klepsydry) w celu zwiększenia amplitudy. Odkształcenie sprężyste na końcu próbki jest mierzone za pomocą tensometrów lub czujników przemieszczeń. Zmierzony sygnał jest wysyłany w pętli zwrotnej do jednostki sterującej amplitudą. Maksymalne odkształcenie ε , jest obliczane z amplitudy odkształceń lub jest mierzone w środku próbki w miejscu odkształceń maksymalnych. Jeżeli zależność naprężenia-odkształcenia jest znana (np. z prawa Hooke'a), naprężenia mogą być wyliczone z odkształceń. Jeśli próbka jest zamocowana tylko na jednym końcu, to bez zadawania obciążenia zewnętrznego, obciążenie jest rozciągająco-ściskające ($R = -1$). Sterowanie amplitudą jest realizowane poprzez regulator typu PID (całkująco-różniczkujący), który gwarantuje, że wstępnie ustawiona wartość amplitudy jest osiągana z wysoką dokładnością (99% w nowoczesnych urządzeniach). Oprócz amplitud, również częstotliwości są sterowane w celu

utrzymania rezonansu, za pomocą obwodów PLL (pętli fazowej). Monitoring częstotliwości może być użyty do wykonywania automatycznych operacji, np. wyłączenia urządzenia jeśli ma miejsce pęknięcie.

Specjalną uwagę poświęca się wzrostowi temperatury, spowodowanego wysokimi częstotliwościami zadawania obciążenia, który może być bardzo duży w zależności od amplitudy obciążenia i badanego materiału. Jedną z możliwości zapobiegania wzrostowi temperatury próbki jest zadawanie obciążenia w postaci impulsów z okresowymi przerwami. Długość impulsów 25÷100 ms (500÷2000 cykli) może być stosowana z przerwami 50 i 1000 ms. Dodatkowo może być stosowane chłodzenie za pomocą wentylatorów lub natrysku cieczy. W innym przypadku, może wystąpić np. korozja zmęczeniowa.

Stanowiska bazujące na użyciu wysokich częstotliwości mogą być stosowane nie tylko dla mierzenia zmęczeniowego czasu życia, ale mogą być także stosowane do badania procesu mechanicznego pęknięcia. W tego typu badaniach przyjmuje się obecnie, że określenie zakresu współczynnika intensywności naprężeń ΔK jest decydujące. Do określenia ΔK są wykorzystywane amplituda odkształcenia lub zmiany prędkości na końcu próbki lub naprężenia w środku próbki. Maksymalna wartość współczynnika intensywności naprężeń K_{max} , może być obliczona z amplitudy drgań u , na końcu próbki lub prędkości v , końca próbki, długości pęknięcia a , i szerokości próbki W . W praktyce, bardziej użyteczna i właściwa jest kalibracja za pomocą amplitudy odkształcenia w środku próbki (płaszczyzna pęknięcia), które może być zmierzona za pomocą odpowiednich przyrządów. Odształcenie ε , dla hipotetycznej długości pęknięcia równej zero, które jest wprost proporcjonalne do amplitudy drgań lub prędkości drgań, określa wielkość obciążenia. Współczynnik intensywności naprężeń jest obliczany na podstawie wzoru (1), gdzie Y_u jest poprawką wykorzystywaną w momencie, kiedy sterujemy amplitudą, a poprawkę Y_v stosujemy w momencie, kiedy amplituda prędkości końca próbki jest decydująca. Różnica pomiędzy Y_u a Y_v jest spowodowana wzrostem częstotliwości rezonansowej wraz ze wzrostem długości pęknięcia, która wpływa na amplitudę prędkości końca próbki [7].

$$K = f(\varepsilon, E, a, W, Y_u, Y_v) \quad (1)$$

gdzie:

$$Y_u = f(a, W),$$

$$Y_v = f(a, W)$$

W literaturze [1] można znaleźć różne stanowiska pomiarowe w zależności od rodzaju badań.

Podstawowym parametrem, który wpływa na rodzaj układu badawczego są pomiary w ekstremalnych warunkach, mogą to być

temperatury kriogeniczne (77°K lub 20°K) [8], wysokie temperatury (do 1000°C) [9] lub przy wysokim ciśnieniu (do 30 MPa). W tego typu badaniach mamy do czynienia z jednostronnie zamocowanym układem generującym drgania do testów zmęczeniowych oraz dodatkowym układem (zazwyczaj pośrodku próbki), który umożliwia zadanie ekstremalnych warunków (temperatury lub ciśnienia).

Innym parametrem może być wielkość próbki, w tego typu badaniach używa się próbek w kształcie cylindrycznym lub płaskim z przewężeniem w środku próbki. W tym przypadku jest również stosowany jednostronnie zamocowany układ wibracyjny [10]. Największym problemem jest takie dobranie kształtu i wymiarów próbki aby jej częstotliwość rezonansowa wynosiła ok. 20 kHz.

Prowadzi się również badania różnego rodzaju uszkodzeń próbek: mogą to być np. gigacyklowe badania zmęczenia lub zużycia frettingowego (ciemno-korozyjnego), badania pittingu, czy badania zmęczeniowego złamania próbki. Układy badawcze są dostosowane do rodzaju wymuszanego uszkodzenia. I tak np. w przypadku gigacyklowych badań zużycia frettingowego zastosowano piezoelektryczny zestaw składający się z trzech próbek [11]. Drgająca próbka była zamontowana pomiędzy dwiema nieruchomymi. Górna była zamocowana na ruchomym jarzmie, które się przesunęło po dwóch pionowych szynach. Obciążenie było realizowane poprzez zamontowanie obciążników w jarzmie. Druga próbka była nieruchoma.

Możliwe jest również badanie różnych rodzajów obciążeń, kierunków i rodzajów wymuszeń. Najczęściej prowadzi się badania ze zmienną niesymetryczną amplitudą i obciążeniem symetrycznym przy jednostronnym zamocowaniu układu wibracyjnego. Badanie drgań skrętnych wymusza zastosowanie innego typu urządzeń piezoelektrycznych. Elementy takie jak próbka i jej zamocowanie muszą być dużo mniejsze niż w przypadku poprzednio opisanych badań. Związane jest to z trudnością w uzyskaniu częstotliwości rezonansowej 20kHz dla standardowej wielkości próbek. [12].

Zazwyczaj na stanowisku umożliwiającym gigacyklowe badania zmęczeniowe realizowane jest trzypunktowe zginanie, próbka jest ustawiona na dwóch podporach na fundamencie.

Z punktu widzenia zmęczeniowego zniszczenia zęba, Autorzy proponują gigacyklowe badanie zmęczeniowe przy dwupunktowym zginaniu. Stanowisko pomiarowe składa się z przetwornika piezoelektrycznego, sterowanego za pomocą generatora, który jest kontrolowany za pomocą jednostki sterującej. Układ zginający próbkę jest zbudowany z trzpienia przenoszącego drgania generowane przez przetwornik piezoelektryczny, zamocowany w uchwycie. Próbka jest zamocowana

jednostronnie w podporze ustawionej na fundamencie.

Z tego punktu widzenia ważnym problemem jest opracowanie oceny faz rozwoju uszkodzenia zmęczeniowego na podstawie analizy uszkodzeniowo zorientowanej analizy parametrów sygnału wibroakustycznego. Rezultaty badań przeprowadzonych dotychczas w Pracowni Wibroakustyki IPBM PW potwierdzają możliwość opracowania na tej podstawie zarówno jakościowych jak i ilościowych miar rozwoju uszkodzenia zmęczeniowego. Takim przykładem są rezultaty wibroakustycznych badań diagnostycznych nad skorelowaniem zmian mikrotwardości warstwy wierzchniej ze zmianami częstotliwościowej struktury sygnału wibroakustycznego, szczególnie rozwojem efektów modulacyjnych.

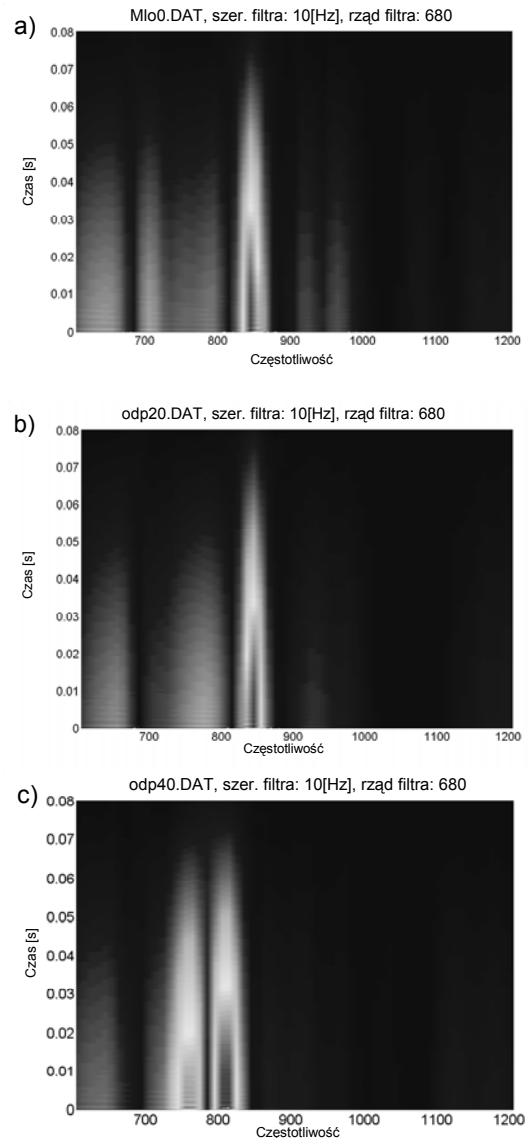
Oznacza to, że konstytuując stan warstwy wierzchniej o dużej różnorodności rozkładu jej stref, grubości i związanym z tym rozkładem naprężeń, można wpływać na wielkość i parametry generowanego sygnału wibroakustycznego. Z punktu widzenia diagnostyki technicznej istotnym problemem jest znalezienie związków pomiędzy zmianami właściwości materiałów w tym właściwości warstwy wierzchniej i postępującymi procesami zużycia oraz degradacji a zmianami parametrów sygnałów wibroakustycznych generowanych przez diagnozowany węzeł kinematyczny.

Celem potwierdzenia wpływu własności warstwy wierzchniej elementów maszyn na generowany przez układ sygnał wibroakustyczny, przeprowadzono wstępne badanie wpływu zmiany wybranych parametrów warstwy wierzchniej fizycznie istniejącego obiektu (pary kinematycznej wałek – koło zębate zamontowanej w przekładni) na strukturę częstotliwościową sygnału wibroakustycznego (oraz jego poziom) generowanego w czasie pracy układu [5].

Z danych literaturowych [2] wynika dodatkowo, że w przypadku utwardzonej warstwy wierzchniej inicjacja pęknięcia zmęczeniowego wystąpi albo przy wyższych naprężeniach, albo po większej liczbie cykli niż w przypadku elementu, którego warstwa wierzchnia nie jest utwardzona. Równocześnie wskazuje się na fakt że, pęknięcie nie nastąpi na samej powierzchni ale bezpośrednio pod warstwą utwardzoną. Twardość warstwy wierzchniej jest określona przez trzy podstawowe parametry, głębokość, wskaźnik twardości i gradient twardości. Wymienione parametry mogą być określone za pomocą analizy rentgenowskiej lub przez pomiar mikrotwardości.

Ta ostatnia metoda została wykorzystania w badaniach porównujących wpływ zmiany twardości na strukturę generowanego sygnału wibroakustycznego. Porównując wykresy (rys. 8a i 8b) można zauważyć niewielkie różnice w wielkości modulacji częstotliwości nośnej wyrażające się zróżnicowaniem deformacji listków

bocznych. Efekt ten był zauważalny dla każdego podzbioru próbek. Stanowi to potwierdzenie tezy, że zmiana w warstwie wierzchniej, wyrażona w tym przypadku przez różną grubość warstwy hartowanej oraz wartości mikrotwardości jest mierzalna za pomocą sygnału wibroakustycznego. W szczególności należy zwrócić uwagę na jakościową zmianę struktury zmodulowanego pasma (rys. 8b i 8c) i tym samym możliwość budowy ilościowych modeli pomiędzy zmianami parametrów twardości a wskaźnikami modulacji wieloparametrowej.



Rys. 8. Zmodulowane pasmo częstotliwości dla wałka:
a) hartowanego, b) hartowanego i odpuszczanego w temp. 200°C,
c) hartowanego i odpuszczanego w temp. 400°C [5]

Podobnie duży wpływ na ostateczną wartość trwałości zmęczeniowej przypisuje się naprężeniom własnym.

Przyjmując, że procesy technologiczne wywołują zmianę właściwości warstwy wierzchniej i związane z tym zmiany właściwości wytrzymałościowych elementu również w tym przypadku dokonano próby oceny jakościowych i ilościowych zmian właściwości na podstawie analizy zmian parametru sygnału wibroakustycznego. Zestawienia wyników zawiera rys. 9.

Wyniki przeprowadzonego eksperymentu [14] pokazują, iż wybranie przestrzeni klasyfikacyjnej dla próbek o różnym stanie warstwy wierzchniej nie jest łatwe. Badany sygnał wibroakustyczny zawiera bowiem w sobie nie tylko informacje o stanie warstwy wierzchniej, ale także, i to zapewne w większym stopniu, zaburzenia od niejednorodności materiału próbek czy różnic, pozornie tych samych procesów obróbkowych.

Jednak stosując analizę pasmową, uzyskano dostateczną rozróżnialność wybranych procesów technologicznych. Zaobserwowane zmiany modulacyjne, składowych wokół częstości drgań własnych umożliwiające określenie i klasyfikację najbardziej kontrastowych, ze względu na naprężenia w warstwie wierzchniej, obróbek tj. szlifowania i dogniatania.

Zatem, stosując metody diagnostyki wibroakustycznej możliwa jest detekcja informacji nie tylko o wystąpieniu uszkodzeń powierzchniowych, ale również wykrycie uszkodzeń występujących w rdzeniu próbki.

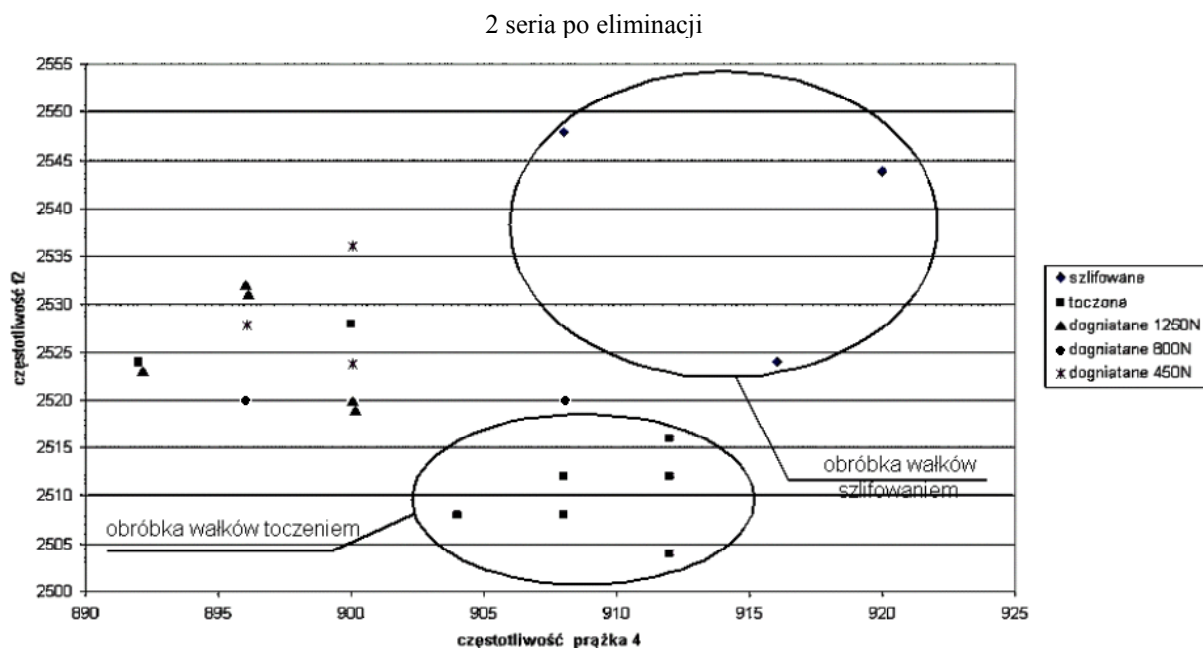
Możliwym staje się podjęcie próby poznania natury przedłużonej trwałości zmęczeniowej, szczególnie określenie wpływu czynników, które na obecnym etapie badań należy zaliczyć do najbardziej istotnych.

4. PODSUMOWANIE

Prowadzenie przyspieszonych testów zmęczeniowych na ultrasonycznym stanowisku badawczym z częstotliwością wymuszeń z przedziału 10÷30 kHz, pozwala sprowadzić okres badań do ekonomicznie akceptowalnego czasu (odpowiednio 10^9 cykli można uzyskać w czasie 30 godzin).

Możliwym staje się podjęcie próby poznania natury przedłużonej trwałości zmęczeniowej, szczególnie określenie wpływu następujących czynników: zjawiska przedłużonego okresu nukleacji; możliwości wystąpienia wydłużonego okresu propagacji pęknięcia; obecności reszkowych naprężeń ściskających w warstwie wierzchniej i ich wpływu na spowolnione zjawisko propagacji niedużych pęknięć; zjawiska spowolnionego rozwoju pęknięcia w obecności wodoru w otoczeniu wtrąceń niemetalicznych; zjawiska umocnienia próbki wywołanego nieregularnym obciążeniem podczas przyspieszonych badań stanowiskowych; wpływu wysokoczęstotliwościowego wymuszenia i towarzyszącego temu wzrostu temperatury na wiarygodność ultrasonicznych zmęczeniowych badań przyspieszonych.

Zatem, głównym rezultatem jest opracowanie i budowa odpowiedniego stanowiska do badań gigacyklowych procesów zmęczeniowych oraz procedur badawczych uwzględniających, niepodjęmowane do tej pory na świecie próby wykorzystania w prognozowaniu gigacyklowej trwałości zmęczeniowej cech sygnałów wibroakustycznych.



Rys. 9. Płaszczyzna klasyfikacji serii pomiarów [14]

Przedstawione w pracy rozważania skłoniły Autorów do przedstawienia propozycji stanowiska laboratoryjnego do badań gigacyklowych procesów zmęczenia. Obliczono wstępne wymiary próbki (HxBxL): 8mm x 5mm x 41mm (może być również płyta o grubości 8 mm i szerokości 41 mm). Dla zadanego maksymalnego odkształcenia z zakresu $5\div 40\ \mu\text{m}$ oraz generowanej częstotliwości 10-20kHz dobrano układ, który może być zasilany napięciem 360V. Jest to generator piezoelektryczny PPA40L współpracujący z zasilaczem LA75C.

LITERATURA

- [1]. Bathias C., Paris P.C.: Gigacycle Fatigue in Mechanical Practice. Marcel Dekker, New York, 2005.
- [2]. Kujawski D.: ΔK_{eff} parameter under re-examination. International Journal of Fatigue, Vol. 25, 2003, str. 793÷800.
- [3]. Marines I., Bin X., Bathias C.: An understanding of very high cycle fatigue of metals. International Journal of fatigue, Vol. 25, 2003, str. 1101÷1107.
- [4]. Forrester B.D.: Advanced Vibration Analysis Techniques for Fault Detection and Diagnosis in Geared Transmission Systems. PhD Thesis, Swinburne University of Technology, 1996.
- [5]. Radkowski S.: Wibroakustyczna diagnostyka uszkodzeń niskoenergetycznych, Instytut Technologii Eksploatacji, Warszawa-Radom, 2002.
- [6]. Zawisza M. Wykorzystanie informacji zawartej w sygnale wibroakustycznym do oceny prawdopodobieństwa wystąpienia awarii w przekładni zębatej. Rozprawa doktorska, Politechnika Warszawska, Wydział SiMR, 2004.
- [7]. Stanz-Tschegg S.E.: Fracture mechanisms and fracture mechanics at ultrasonic frequencies. Fatigue Fract. Engng. Mater. Struct., Vol. 22, 1999, str. 567÷579.
- [8]. Buchinger L., Stanzl S., Laird C.: Dislocation structures in copper single crystals fatigued at low temperature. Philosophical Magazine, Vol. 50 (2), 1984, str. 275÷298.
- [9]. Ebara R.: Corrosion fatigue in practical problems, w Nisitani H. (edytor): Comp. And Exp. Fract. Mech. UK, Comp. Mech. Publ., 1994, str. 347÷376.
- [10]. Wang Q., Bathias C.: Réalisation d'un système de fatigue vibratoire sur tôles minces. Partie I: Conception et mise au point. Contrat Renault-Rapport 96-2, ITMA/CNAM, 1996.
- [11]. Mason W.P.: Use of high amplitude strains in studying wear and ultrasonic fatigue in metals, w WELL J.M. at all. (edytorzy): Ultrasonic Fatigue, Proc. Of the First International Conference on Fatigue and Corrosion Fatigue up to Ultrasonic Frequencies. The Metallurgical Society of AIME, 1982, str. 87÷102.
- [12]. Mayer H.R., Tschegg E.K., Stanzl-Tschegg S.E.: High-cycle fatigue measurements on ceramic materials in combined loading (cyclic torsion and static compression) w Pineau A. (edytor): Proc. Of Fourth International Conference on Biaxial and Multiaxial Fatigue, ESIS, Vol. 2, 1994, str. 357÷368.
- [13]. Bathias C.: A survey of the progress of piezoelectric fatigue machines concept. Fatigue, 2002, str. 2963÷2971.
- [14]. Radkowski S., Szczurowski K., Zduniak A.: Zależność struktury częstotliwościowej SWA od rodzaju obróbki technologicznej elementu. Materiały IX Francusko-Polskiego Seminarium Naukowego Mechaniki, IPBM, Warszawa 2001.



dr inż. Marcin JASIŃSKI
adiunkt w Pracowni
Wibroakustyki Instytutu
Podstaw Budowy Maszyn
Politechniki Warszawskiej.
W pracy naukowej zajmuje
się diagnostyką
wibroakustyczną i modelami
empirycznymi.



Stanisław RADKOWSKI
profesor w Instytucie
Podstaw Budowy Maszyn
Politechniki Warszawskiej
kierownik zespołu nauko-
wego Diagnostyki Techni-
cznej i Analizy Ryzyka.
Prezes Polskiego Towar-
zystwa Diagnostyki
Technicznej.
W pracy naukowej zajmuje
się diagnostyką wibroa-
kustyczną i analizą ryzyka
technicznego.

WYKORZYSTANIE DEMODULACJI SYGNAŁU WIBROAKUSTYCZNEGO W DIAGNOZOWANIU STANU STRUKTUR SPRĘŻONYCH

Stanisław RADKOWSKI, Krzysztof SZCZUROWSKI

Instytut Podstaw Budowy Maszyn PW
Ul. Narbutta 84, 02-524 Warszawa, ras@simr.pw.edu.pl

Streszczenie

W pracy przedstawiono wyniki analiz sygnałów wibroakustycznych dla struktur sprężonych obciążanych aż do zniszczenia. Pokazano zmiany prędkości rozchodzenia się fali naprężeniowej w strukturze sprężonej pod wpływem zmian naprężeń. W dalszej części pracy przedstawiono zjawisko modulacji niesymetrycznej występujące w badanych obiektach. Na końcu przedstawiono kierunki dalszych prac pozwalające na określenie stanu technicznego struktur sprężonych.

Słowa kluczowe: wymuszenie impulsowe, sygnał wibroakustyczny, demodulacja, struktury sprężone.

USING DEMODULATION OF VIBROACOUSTIC SIGNAL IN DIAGNOSTICS OF PRESTRESSED STRUCTURES

Summary

The article presents results of analysis of vibroacoustic signals for prestressed structures loaded until destruction. Changes in propagation velocity of stress waves in prestressed structure as an effect of changes of stress are showed. Second part of paper presents phenomenon of non-symmetric modulation existing in examined objects. At the end of paper future research directions allowing to determinate technical state of prestressed structure are presented.

Keywords: shock excitation, vibroacoustic signal, demodulation, prestressed structures.

1. WPROWADZENIE

W badaniach konstrukcji sprężonych został osiągnięty znaczny postęp. Techniki badań ultradźwiękowych czy metody odwołujące się do pomiarów twardości (metody sklerometryczne) pozwalają zlokalizować i zidentyfikować uszkodzenie. W zależności od stosowanej techniki występują określone ograniczenia i obszary najefektywniejszych zastosowań. Na przykład metody ultradźwiękowe, które możemy podzielić na dwa rodzaje: w pierwszym wykorzystywany jest pomiar prędkości fali ultradźwiękowej w elemencie konstrukcji żelbetowej (metoda skośna, Acoustic Spectroscopy), w drugim przypadku opieramy się na zarejestrowanych zmianach w fali odbitej. Obydwie metody pozwalają dotrzeć do informacji o napotkanych na drodze propagacji zmianach struktury materiału, przy czym do przeprowadzenia pomiaru prędkości fali ultradźwiękowej wymagany jest dostęp do dwóch powierzchni i dokładnej znajomości odległości pomiędzy głowicami pomiarowymi jak również umiejscowienia elementów zbrojenia.

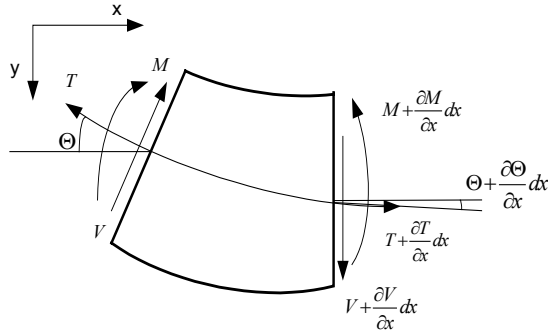
Zauważmy, że omówione metody pozwalają na detekcję, identyfikację i lokalizację uszkodzeń

i wad, natomiast w niewielkim stopniu umożliwiają określenia ich oddziaływań na zachowanie się konstrukcji (makroreakcji).

Wychodząc z założenia, że w elementach sprężonych powstawanie uszkodzenia może spowodować zmianę rozkładu naprężeń w całym przekroju poprzecznym, związane z tym przesunięcie warstwy obojętnej, a nawet jakościową zmianę naprężeń ściskających na naprężenia rozciągające, podjęto próbę opracowania metody oceny wczesnych faz uszkodzeń, odwołującą się do analizy procesu generowania sygnału wibroakustycznego. Zakładając, że zmiany naprężeń będą prowadzić do zaburzeń przebiegu fali dźwiękowej w impulsowo pobudzonej strukturze sprężonej, w algorytmie diagnozowania przeprowadza się analizę struktury częstotliwościowej sygnału wibroakustycznego w tym badanie obwiedni i modulacji częstotliwości w ustalonych pasmach częstotliwości, charakterystycznych dla badanego obiektu.

Zagadnienie wpływu sprężenia na strukturę częstotliwościową sygnału drganiowego konstrukcji sprężystych jest stale analizowane w literaturze poświęconej dynamice układów

ciągłych z wykorzystaniem różnych modeli. Na przykład Graff [1] analizując drgania belki poddanej dodatkowo rozciąganiu, przyjmuje za wyjściowy model Bernoulliego–Eulera, do którego dodatkowo przykładają siły rozciągające (rys. 1).



Rys. 1 Element modelu belki Bernoulliego-Eulera

Odpowiednio równanie ruchu przyjmuje postać:

$$-V + \left(V + \frac{\partial V}{\partial x} dx\right) - T\Theta + \left(T + \frac{\partial T}{\partial x} dx\right) \left(\Theta + \frac{\partial \Theta}{\partial x} dx\right) = \rho A dx \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} \quad (1)$$

Pomijając wyższe rzędy przyrostu dx , przyjmując:

$$V = \frac{\partial M}{\partial x}; \quad \Theta = \frac{\partial y}{\partial x}; \quad EI \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} = -M;$$

oraz dodatkowo założenie, że siła rozciągająca jest stała:

$$\frac{\partial T}{\partial x} = 0;$$

równanie ruchu (1) przyjmuje postać:

$$EI \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} - T \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} + \rho A \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = 0 \quad (2)$$

Zauważmy, że w przypadku wystąpienia sił ściskających w równaniu (2) należy zmienić znak siły T na przeciwny.

Rozwiązując równanie (2) otrzymamy wyrażenie na wartość częstotliwości n -tej postaci drgań w zależności od wielkości siły sprężającej:

$$f_n = \frac{n^2 \pi}{2l^2} \left(\frac{EI}{\rho A} \right)^{\frac{1}{2}} \left(1 - \frac{TL^2}{n^2 \pi^2 EI} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (3)$$

Ze wzoru (3) wynika, że przyłożeniu sił rozciągających towarzyszy wzrost częstotliwości drgań własnych natomiast z wystąpieniem sił

ściskających belkę zauważany jest spadek częstotliwości drgań własnych.

Wynika stąd że w przypadku zmiany rozkładu naprężeń w przekroju poprzecznym belki wystąpi efekt propagacji fali w środowisku dyspersyjnym, co może stać się dodatkowym, istotnym czynnikiem kształtującym proces generacji prędkości grupowej fali i związanym z tym zjawiska modulacji amplitudowej.

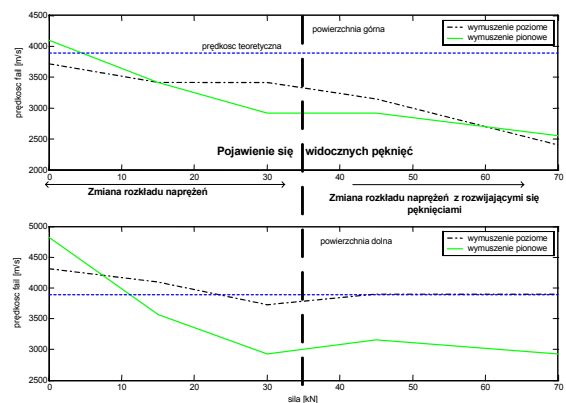
Natomiast niewyjaśnionym pozostaje wpływ powstawania uszkodzeń w strukturze sprężonej na efekt zmodulowania parametrów sygnału wibroakustycznego.

W celu potwierdzenia tych zjawisk w obiektach rzeczywistych przeprowadzono eksperymenty laboratoryjne z wykorzystaniem belek zbrojonych i sprężonych.

2. WPŁYW OBCIĄŻENIA NA ROZCHODZENIE SIĘ FALI W BADANYM OBIEKCIE

W celu obserwacji zmian rozchodzenia się fali w badanej belce umocowano na belce czujniki przyspieszeń drgań w odległości 1 metra pomiędzy skrajnym czujnikami, a belkę pobudzano impulsowo w kierunkach prostopadłym i równoległym do osi belki.[2].

Zarejestrowane wyniki pomiarów drgań poddano analizie w celu określenia warunków propagacji fal wywołanych wymuszeniem impulsowym. Różnice w czasie odpowiedzi czujników związane są ze zmianą prędkości rozchodzenia się fali wraz ze zmianą obciążenia, zależność tę przedstawia rysunek 2.



Rys. 2. Zmiany prędkości rozchodzenia się fali w zależności od obciążenia (mierzony czas reakcji pomiędzy skrajnymi) [2]

W następnym kroku po przeanalizowaniu konstrukcji z betonu zbrojonego przystąpiono z kolei do rozszerzonego eksperymentu z podobną konstrukcją, wykonaną ze sprężeniem wstępnym, wynoszącym $17 \div 20$ MPa. Wykonanych zostało kilka konstrukcji

sprężonych a z spośród nich wytypowano dwie o najbardziej różniących się prędkościach propagacji fali. Procedura typowania polegała na pomiarze czasu odpowiedzi czujnika przyspieszeń drgań na pobudzenie impulsowe. Rejestracja wykonywana była za pomocą systemu PXI NI z częstotliwością próbkowania 100 kHz i dla zwiększenia dokładności oszacowania czasu odpowiedzi w trakcie analizy dokonywano resamplingu sygnałów, umożliwiającego „zwiększenie” częstotliwości próbkowania do 400 kHz. Wielkość współczynnika resamplingu dobrano w serii wcześniejszych pomiarów wychodząc z założenia, że zmiana czasu odpowiedzi nie powinna być większa niż $\pm 2\Delta t$. Przy dalszym zwiększaniu współczynnika wzrastał rozrzut wyników. W wyniku przedstawionej procedury wybrano belki o czasach odpowiedzi $118 \Delta t$ – belka I i $125 \Delta t$ – belka II.

W trakcie eksperymentu dokonywano również pomiarów ugięcia badanych belek. Badania były przeprowadzone dla cyklu obciążeń: 0 kN, 2 kN, 5 kN, 15 kN, oraz w przedziale $[30 \div 75 \text{ kN}]$ co 5 kN. Siłę przykładano w środku belki. Przy obciążeniu 55 kN zaobserwowano na powierzchni powstawanie pęknięć, których liczba i rozmiary powiększyły przy kolejnych obciążeniach. Dopiero obciążenie do 75 kN spowodowało złamanie belki.

Jak można zauważyć na przedstawionych przebiegach (rys. 3), przy obciążeniu około 35–40 kN następuje wyraźna jakościowa zmiana obserwowanych zjawisk.

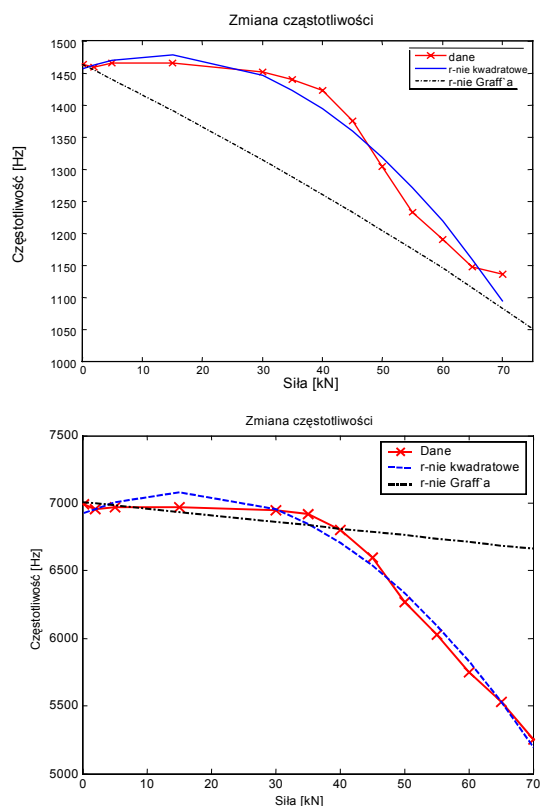
Z przeprowadzonych obliczeń analitycznych, w których uwzględniono określone wartości naprężeń wstępnych, wynika siła zginania, przy której możliwe jest wystąpienie naprężeń rozciągających w przekroju poprzecznym belki.

3. ZMIANY CZĘSTOTLIWOŚCI W ZALEŻNOŚCI OD OBCIĄŻENIA

Przede wszystkim odwołując się do teoretycznych obliczeń według modelu Graffa podjęto próby oszacowania zmian częstotliwości drgań własnych belki w funkcji panujących w belce naprężeń ściskających.

Odpowiednio na rysunku 3 przedstawiono wyniki dla dwóch belek sprężanych i belki zbrojonej. Zwraca uwagę jakościowo inny przebieg zmian częstotliwości drgań własnych w przypadku belek sprężanych i belki zbrojonej. Porównując otrzymane rezultaty badań eksperymentalnych z wynikami obliczeń analitycznych z wykorzystaniem zależności (3) również zamieszczonymi na rysunku 3, można zauważyć, że o ile zmiana częstotliwości drgań własnych belki zbrojonej jest jakościowo podobna, to przedstawiony model analityczny w przypadku belki sprężonej nie może być akceptowany nawet

do jakościowej analizy porównawczej. Oznacza to, że analizując własności dynamiczne belki sprężonej znacznie więcej uwagi należy poświęcić zjawiskom nieliniowym.



Rys. 3. Porównanie zmian charakterystycznych częstotliwości drgań dla belek sprężanych i belki bez napęcia wstępnego

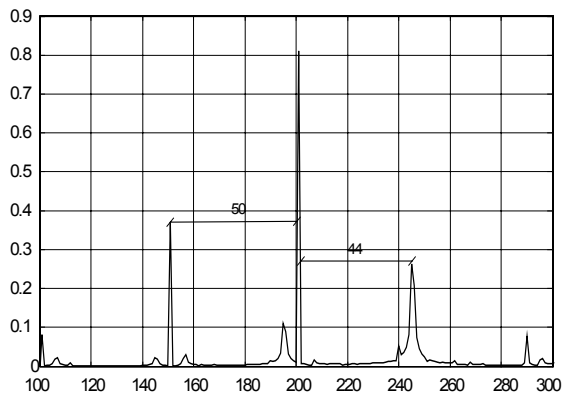
Od dawna wiadomo, że wytrzymałość zależy od stanu materiału, szczególnie występowania pęknięć, mikroporów, poślizgów i dyslokacji [3]. Dodatkowo wiadomo, że przy małej koncentracji mikrouszkodzeń, których wielkość jest mniejsza od długości fali, jest zachowana liniowość akustyczna właściwości materiału. Jeśli natomiast wspomniane założenia odnośnie wielkości i koncentracji uszkodzeń nie są spełnione, można oczekiwać efektów nieliniowych, często bliskich zachowaniu, które wymaga stosowania nieklasycznych modeli nieliniowych.

W literaturze [4,5] wymienia się różne mechanizmy powstawania tego typu nieliniowości. W odróżnieniu od nieliniowości geometrycznej, która wpływa na postać nieliniowych członów w równaniach dynamiki ciała, w tym przypadku główną rolę przypisuje się nieliniowości strukturalnej, charakterystycznej dla materiałów z defektami.

Odpowiednio mikropęknięcie rzędu amplitudy fali akustycznej, występujące w polu akustycznym będzie „zamykane” w fazie ściskania, co będzie zwiększać moduł

sprężystości aż do wartości odpowiadającej strukturze ciągłej bez uszkodzeń, natomiast w fazie rozciągania następuje zwiększenie pęknięcia, a tym samym zmniejszenie modułu sprężystości. Przykładem opisu takiego zachowania się materiału jest biliniowa charakterystyka sprężystości materiału.

Tego typu zmiany własności materiału sprężonego mogą wywołać dodatkowo zaburzenie w procesie propagacji fal. Zjawiskiem zaobserwowanym w zarejestrowanym sygnale była między innymi niesymetryczna modulacja wokół ustalonej częstotliwości nośnej (rys. 4).



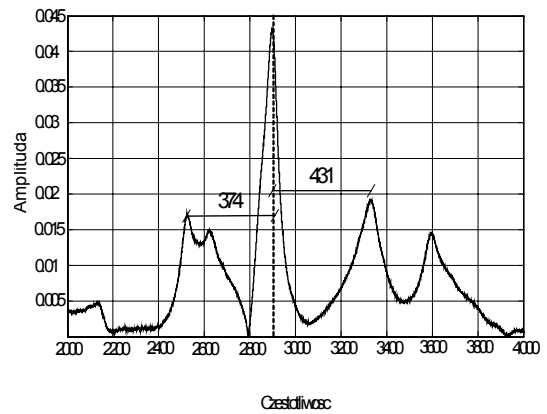
Rys. 4. Zjawiska modulacji wokół częstotliwości nośnej (różna odległość pasm bocznych)

Obserwując efekt zmodulowania można przyjąć, że tego typu zaburzenie dotyczy funkcji nośnej, której funkcja modulująca ma postaci dwóch funkcji harmoniczných, różniących się parametrami modulacji amplitudowej i częstotliwościowej.

Zatem odpowiedni model efektu zmodulowania o różnych odległościach pasm bocznych od częstotliwości nośnej podobnie jak to otrzymano w analizie sygnału rzeczywistego (rys 4), odpowiada zjawisku modulacji wieloparametrowej.

$$x(t) = A[(1 + M_1 \sin(\omega_1 t) + M_2 \cos(\omega_1 t)) \cdot \cos(\omega t + m_1 \cos(\omega_1 t) + m_2 \sin(\omega_2 t))]^3 \quad (4)$$

Otrzymany rezultat symulacji w dziedzinie częstotliwości przedstawiono został na rysunku 5.



Rys. 5. Widmo sygnału wygenerowanego na podstawie wzoru (4)

Warto zwrócić uwagę, że w momencie pojawienia się pęknięć, wspomniane pasma wokół częstotliwości nośnych zostają poważnie zaburzone, co widoczne jest na rysunku 6.

Na rysunku 7, wykorzystując do tego celu reprezentację sygnału na płaszczyźnie czasowo-częstotliwościowej, przedstawiono towarzyszącą temu dodatkową deformację pasm zmodulowanych.

Dla przybliżenia fizycznej strony tego zjawiska przeanalizujemy wpływ przesunięcia fazowego, modulacji częstotliwościowej wywołanego zmianą warunków propagacji w związku z powstaniem i rozwojem kolejnych pęknięć betonu.

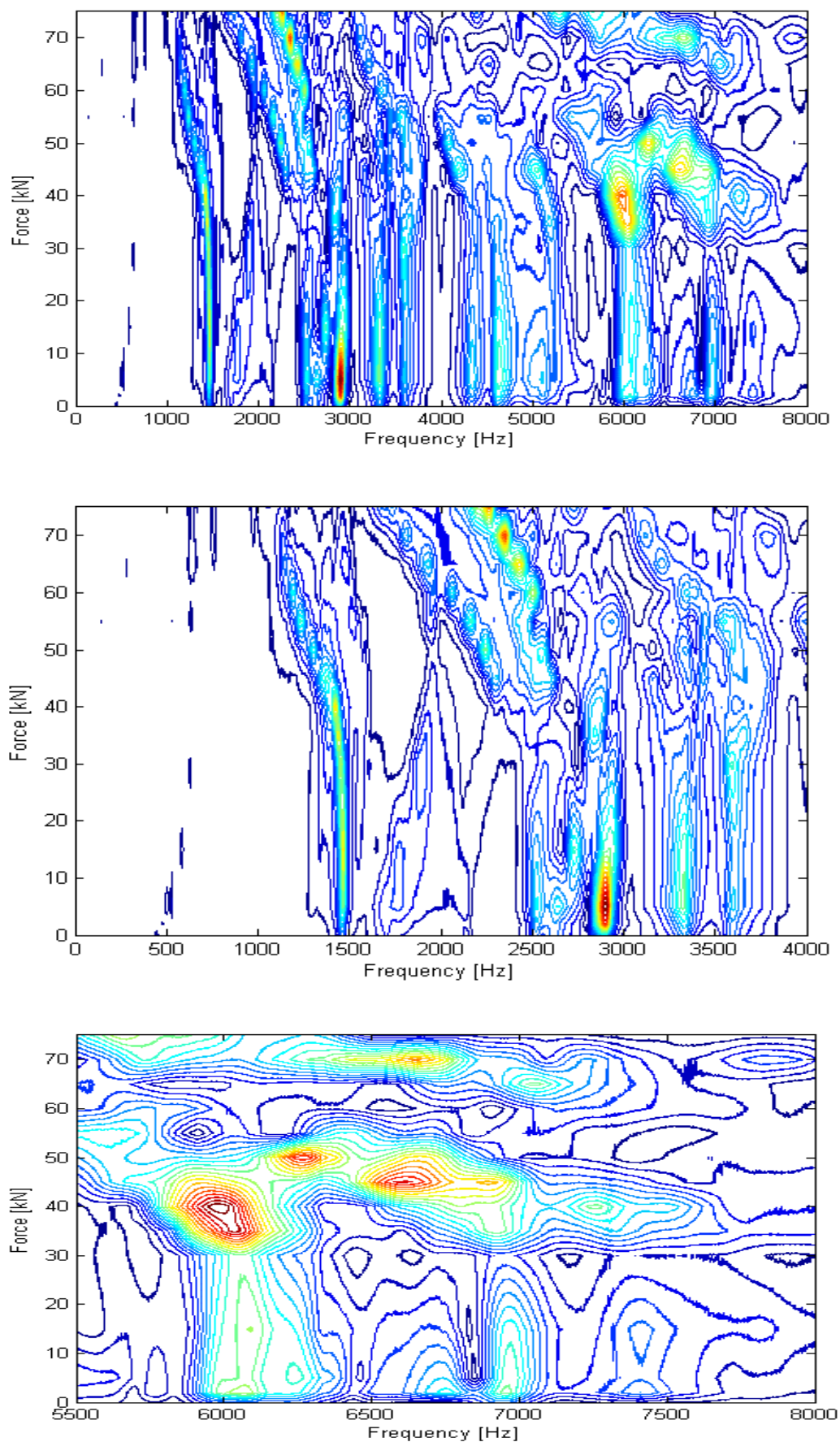
Zauważmy, że przyjęcie funkcji parzystej (cosinus) do opisu zmian przyrostu kąta fazowego, odpowiednio ze znakiem minus:

$$y = A(1 + M \cdot \cos(\Omega_2 \cdot t)) \cos(\omega \cdot t + m \cdot \cos(\Omega \cdot t + \varphi)) \quad (5)$$

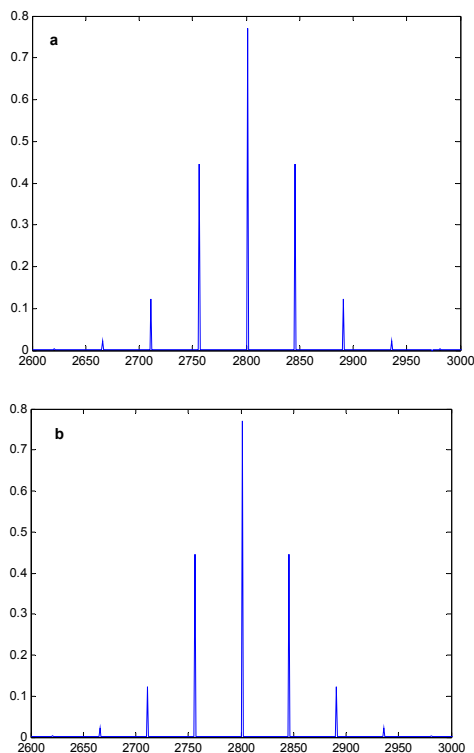
i ze znakiem plus:

$$y = A \cdot (1 + M \cdot \cos(\Omega_2 \cdot t)) \cdot \cos(\omega \cdot t - m \cdot \cos(\Omega \cdot t + \varphi)) \quad (6)$$

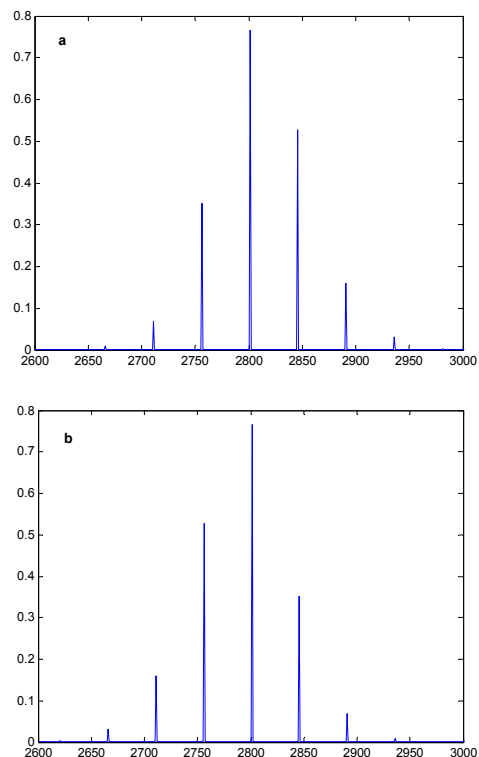
jest, zgodnie z oczekiwaniami, nierozpoznawalne na podstawie wyników analizy fourierowskiej (rys 7), natomiast analiza czasowo-częstotliwościowa wskazuje na występowanie jakościowej różnicy w obydwu obrazach (rys. 8).



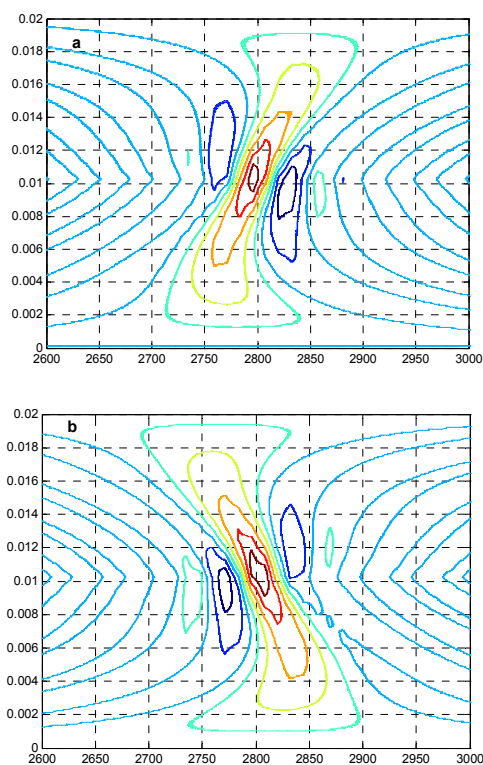
Rys. 6. Płaszczyzna częstotliwość obciążenie dla wybranych przedziałów częstotliwości [2].



Rys.7 Widmo sygnałów wygenerowanych na podstawie:
a) wzoru (5) i b) wzoru (6)



Rys. 9. Widmo sygnałów wygenerowanych na podstawie:
a) wzoru (5) i b) wzoru (6)



Rys. 8. Przedstawienie na płaszczyźnie czasowo-częstotliwościowej sygnałów wygenerowanych na podstawie:
a) wzoru (5) i b) wzoru (6)

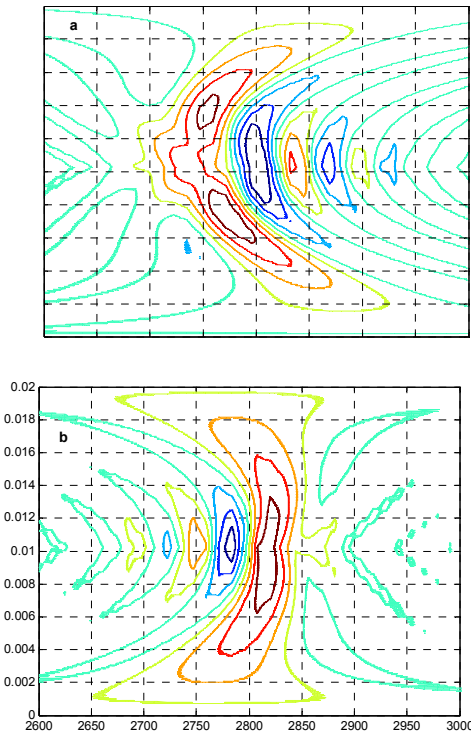
Okazuje się, że występowanie zaburzeń, powodujące „obróć” pasm bocznych na płaszczyźnie czasowo-częstotliwościowej związane jest z wpływem przesunięcia fazowego w argumentie funkcji nośnej. Zauważmy, że zupełnie inny efekt otrzymamy przy zmianie fazy pomiędzy modulacjami amplitudową i częstotliwościową zgodnie ze wzorami

$$y = A \cdot (1 + M \cdot \cos(\Omega_2 \cdot t)) \cdot \cos(\omega \cdot t - m \cdot \sin(\Omega \cdot t + \varphi)) \quad (7)$$

i

$$y = A \cdot (1 + M \cdot \cos(\Omega_2 \cdot t)) \cdot \cos(\omega \cdot t + m \cdot \sin(\Omega \cdot t + \varphi)) \quad (8)$$

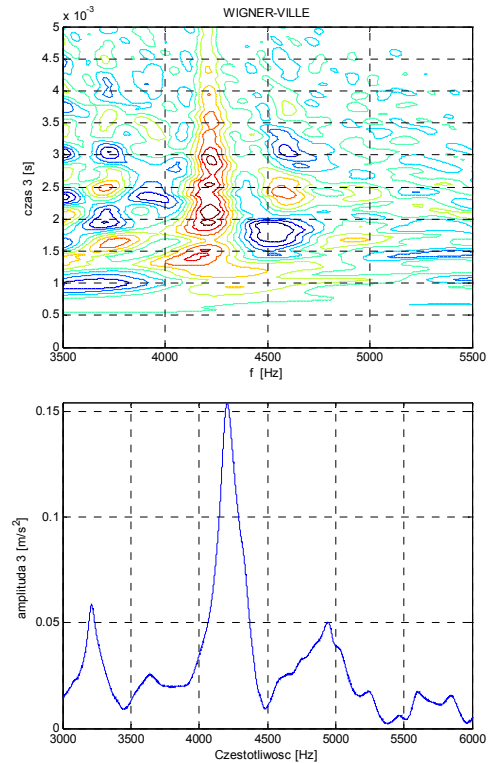
W tym przypadku zarówno w widmie (rys. 9) jak i na płaszczyźnie czasowo-częstotliwościowej (rys 10) obserwujemy efekt deformacji pasm bocznych, przy czym w zależności od przyjętych funkcji modulujących wzmacniane jest pasmo dolne (7) lub pasmo górne (8).



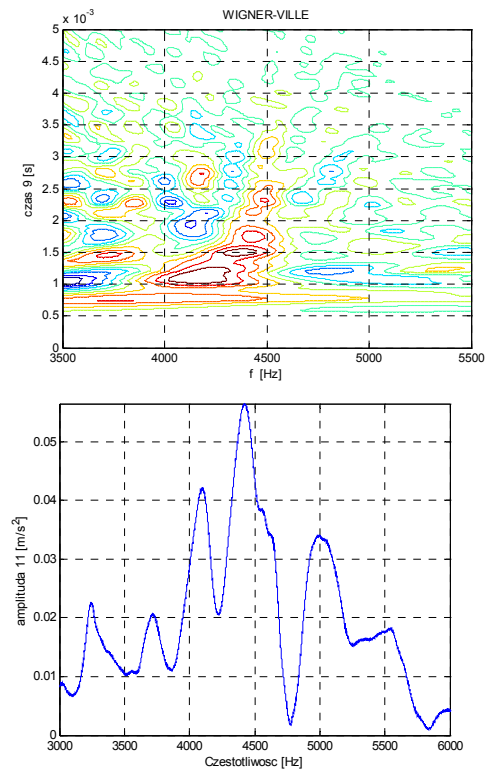
Rys.10. Przedstawienie na płaszczyźnie czasowo-częstotliwościowej sygnałów wygenerowanych na podstawie: a) wzoru (5) i b) wzoru (6)

Z punktu widzenia możliwości wykorzystania tych modeli w diagnozowaniu rozwoju pęknięć, otrzymane rezultaty są wielce interesujące, tym bardziej, że rezultaty przeprowadzonych badań wskazują na możliwość występowania efektów modulacyjnych, które mogą być opisywane zależnościami (5) i (6). Odpowiednie rezultaty analiz sygnałów uzyskanych podczas badań laboratoryjnych, potwierdzające powyższy wniosek przedstawiono na rysunkach 11 ÷ 13.

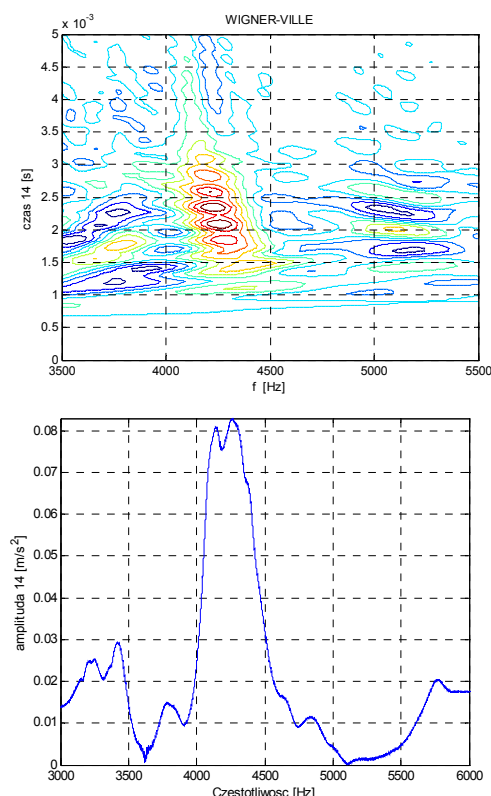
Na rysunku 11 przedstawiono wyniki analizy odpowiedzi dynamicznej belki w postaci reprezentacji czasowo-częstotliwościowej i widma wąskopasmowego na wymuszenie impulsowe przy obciążeniu 5kN, na kolejnym rysunku przedstawiono wyniki analizy odpowiedzi dynamicznej belki znajdującej się pod obciążeniem 50 kN, które poprzedza pojawienie się widocznych pęknięć na zewnątrz belki. Rysunek 13 przedstawia analogicznie opracowane wyniki odpowiedzi dla ostatniego mierzalnego obciążenia - 75 kN (przy zwiększeniu siły belka przez cały czas powoli zwiększała ugięcie mimo utrzymywania stałego ciśnienia w siłowniku, aż do całkowitego złamania belki).



Rys. 11. Sygnał na płaszczyźnie czasowo-częstotliwościowej oraz widmo sygnału w paśmie zmodulowanym wokół częstotliwości nośnej 4250 Hz (belka 125 5kN)



Rys. 12. Sygnał na płaszczyźnie czasowo-częstotliwościowej oraz widmo sygnału w paśmie zmodulowanym wokół częstotliwości nośnej 4250 Hz (belka 125 50kN)



Rys. 13. Sygnał na płaszczyźnie czasowo częstotliwościowej oraz widmo sygnału w paśmie zmodulowanym wokół częstotliwości nośnej 4250 Hz (belka 125 75kN)

Przedstawione wyniki analizy czasowo-częstotliwościowej wyraźnie potwierdzają powyższe wnioski.

4. PODSUMOWANIE

Z przeprowadzonych badań i analiz analitycznych wynika, że proces powstawania pęknięć w strukturze sprężonego betonu może być diagnozowany nie tylko na podstawie analizy zmian częstotliwości drgań własnych, ale również na podstawie analizy położenia pasm bocznych na płaszczyźnie czasowo-częstotliwościowej.

Ten ostatni efekt związany jest z zaburzeniem modulacji częstotliwościowej wywołanym zmianami warunków propagacji fali.

W związku z tym wydaje się, że duże możliwości ilościowego opisu tego procesu uszkodzeń związane są z zastosowaniem modeli propagacji fali w środowisku, które można przybliżyć i modelować jako strukturą granulatową.

Innego podejścia wymaga zagadnienie opisu zmian warunków propagacji przed wystąpieniem pęknięcia, gdy decydujący wpływ na zmianę warunków propagacji ma zmiana rozkładu naprężeń przekroju poprzecznym belki.

To zagadnienie będzie tematem następnego etapu prac nad diagnozowaniem rozwoju uszkodzeń w strukturach sprężonych.

LITERATURA

- [1] Graff K.F. (1991) Wave motion in elastic solids, Dover Publications. Inc. New York.
- [2] Radkowski S.; Szczurowski K. (2005) The Influence Of Stress In A Reinforced And Pre-Stressed Beam On The Natural Frequency; 2nd Workshop of COST Action 534, pp160-170.
- [3]. Radkowski S. (2004) Wykorzystanie nieliniowych efektów wibroakustycznych w diagnozowaniu uszkodzeń 3rd International Congress of Technical Diagnostics "DIAGNOSTICS'2004", Poznań 06-09.09.2004. PTD, „Diagnostyka” vol. 30; tom 2, str. 73-78.
- [4]. Scalerandi M. i inni: (2003) Local interaction simulation approach to modeling nonclassical, nonlinear elastic behavior in solids, J. Acoust. Soc. Am., Vol. 116, nr 6, str. 1÷11.
- [5]. Rudenko O.V.: (1993) Nieliniowe metody diagnostyki akustycznej, Defectoskopia, nr 6, str. 24÷32 (w jęz. rosyjskim).



Prof. Stanisław RADKOWSKI
profesor w Instytucie Podstaw
Budowy Maszyn Politechniki
Warszawskiej kierownik
Zespołu Naukowego
Diagnostyki Technicznej
i Analizy Ryzyka. Prezes
Polskiego Towarzystwa
Diagnostyki Technicznej.



Mgr inż. Krzysztof
SZCZUROWSKI doktorant
wydziału Samochodów
i Maszyn Roboczych
Politechniki Warszawskiej.
W pracy naukowej zajmuje się
diagnostyką wibroakustyczną.
Członek Polskiego
Towarzystwa Diagnostyki
Technicznej.

APPLICATION OF SOME ADVANCED SIGNAL PROCESSING TECHNIQUES FOR ROLLING ELEMENT BEARING FAULT DETECTION

C. YIAKOPOULOS, I. ANTONIADIS

National Technical University of Athens,
School of Mechanical Engineering,
Machine Design and Control Systems Section
Athens 15773, Greece

Tel: +30-210-7721524, Fax: +30-210-7721525, email: antogian@central.ntua.gr

Summary

Vibration response of rotating machines is typically mixed and corrupted by a variety of interfering sources and noise, leading to the necessity for the isolation of the useful signal components. A relevant frequently encountered industrial case is the need for the separation of the vibration responses of the same type of bearings inside the same machine. For this purpose, a Blind Source Separation procedure is applied, based on the maximization of the information transferred in a neural network structure. As has been proven, this approach is quite effective in separating signals with super-Gaussian distributions, as it is the case of the vibration response of defective rolling element bearings. The role of the non-linear sigmoid function used in the neural network of the method is discussed and the Kullback-Leibler information divergence is considered as a tool to adapt this non-linearity to the bearing distributions considered. The effectiveness of the method is demonstrated in an experimental application, where a class of optimum non-linear functions is compared to the classical logistic function.

Key words: defective rolling element bearings, blind source separation, neural networks.

ZASTOSOWANIE ZAAWANSOWANYCH METOD ANALIZY SYGNAŁU W WYKRYWANIU USZKODZEŃ ELEMENTÓW TOCZNYCH ŁOŻYSK

Streszczenie

Sygnał drganiowy maszyn wirujących jest zazwyczaj zakłócony przez interferujące z nim sygnały innych źródeł oraz zakłócenia, co prowadzi do potrzeby ekstrahowania użytecznych składowych takiego sygnału. Często spotykanym w praktyce przemysłowej przypadkiem jest potrzeba separacji sygnałów drganiowych pochodzących od łożysk tego samego typu znajdujących się w tej samej maszynie. Do tego celu zastosowano procedurę ślepej separacji sygnałów wykorzystującą maksymalizację informacji przenoszonej przez strukturę sieci neuronowej. Zostało udowodnione, że w przypadku analizy sygnału wibroakustycznego generowanego przez uszkodzony element łożyska tocznego, takie podejście do separacji sygnałów może być efektywne przy założeniu ich super-gaussowskiego rozkładu.

Rozważono możliwość adaptacji nieliniowej funkcji sigmoidalnej i dywergencji informacji Kullback-Leibler'a jako narzędzi wykrywania nieliniowości w sygnałach. W celu dostosowania nieliniowości do rozkładów sygnałów łożysk wykorzystywano nieliniową funkcję sigmoidalną oraz rozbieżność informacji Kullback-Leibler'a. Efektywność przedstawionej metody została zaprezentowana na przykładzie, w którym klasa optymalnych nieliniowych funkcji jest porównywana z klasycznymi funkcją logistyczną.

Słowa kluczowe: diagnostyka łożysk, ślepa separacja sygnałów, sieci neuronowe.

INTRODUCTION

Although condition monitoring and fault diagnosis of rotating machines based on their vibratory and acoustical response has emerged to a dominating industrial practice, many practical problems are still encountered, since the vibration and especially the acoustical response is usually

corrupted by other interfering sources and noise. In this case, methods for the decomposition of the measured signals into a number of independent components are quite important, so that the individual signal sources can be analyzed separately. In source separation the problem is to recover a set of independent sources when only a set of measurements are available, in which the

sources have been mixed by an unknown channel (Blind Source Separation, BSS). The Blind Source Separation methods first emerged as an extension to the well-known Principal Component Analysis (PCA) by Comon [1]. In this approach, first, PCA is used to achieve independence up to second-order statistics, and then higher order cumulants are calculated, such as the third and fourth order cumulants.

Since then, several other alternative procedures have been proposed [2-9]. Due to their effectiveness and generality, BSS approaches have found in the recent years a number of applications in rotating machinery condition monitoring [9-14].

In this paper, the problem of separating vibration signals generated by defective rolling element bearings under simultaneous defects, especially of the same type mounted inside the same machine, is addressed, using the infomax algorithm, proposed by Bell-Sejnowski [3]. This method results to an unsupervised learning algorithm, based on entropy maximization in a single-layer feed forward neural network.

First, the basic theoretical principles of the method applied in this paper, are briefly reviewed. Then, the role of the non-linear sigmoid function used in the neural network is discussed and the Kullback-Leibler information divergence is considered as a tool to adapt this non-linearity to the bearing distributions considered. Finally, a class of optimum non-linear functions is compared to the classical logistic function in an experimental application.

1. REVIEW OF BASIC THEORETICAL CONCEPTS

The simplest BSS model involves N unknown, statistically independent source signals $s_i(t)$, $i=1,N$, which are assumed to be instantaneously mixed by an unknown linear $N \times N$ matrix A , resulting to N observation (measured) signals $x_i(t)$, $i=1,N$:

$$x(t) = As(t) \quad (1)$$

$$s(t) = [s_1(t), \dots, s_N(t)]^T \quad (2)$$

$$x(t) = [x_1(t), \dots, x_N(t)]^T \quad (3)$$

The goal of the Blind Source Separation in this case is to find a linear $N \times N$ separating matrix W without any prior knowledge of the matrix A and the probability distribution of the source signals $s(t)$, such that the components of the reconstructed signals:

$$u(t) = Wx(t) \quad (4)$$

$$u(t) = [u_1(t), \dots, u_N(t)]^T \quad (5)$$

are mutually independent and approximate as close as possible the source signals $s(t)$.

The source separation criterion focuses on finding the spatial diversity of the measured signals $x(t)$. Since the distribution of a sum of independent random variables tends towards to a more Gaussian

distribution than any of the original random variables, the goal of the BSS methods is to find a way to maximize the nongaussianity of $Wx(t)$, in order to extract each one of the independent components. As a consequence, the sources, except one, must be non-Gaussian.

In order to measure the the nongaussianity of the signals in Eq (4), several methods theoretically equivalent have been proposed [8], such as higher order statistics (e.g. kurtosis), negentropy (including simplified approximations of it), mutual information, maximum likelihood, etc. The BSS method proposed by Bell and Sejnowski [3], presented graphically in Fig. 1, maximizes the mutual information $I(y,x)$ that the output y of a neural network contains about its input x :

$$I(y,x) = H(y) - H(y/x) \quad (6)$$

where $H(y)$ is the entropy of the output, the conditional entropy $H(y/x)$ is the amount of the entropy contained in the output which is not derived by the input, and $g()$ is the nonlinear sigmoid function used in the neural network:

$$y = g(Wx + w_0) \quad (7)$$

The method results to a self-organizing algorithm which, in the case of the assymetric generalized logistic sigmoid [3],

$$y' = dy/du = y^p(1-y)^r \quad (8)$$

updates the weights of the neural network (elements of the unmixing matrix W) according to the following rules:

$$\Delta W \propto [W^T]^{-1} + p(1-2y)x^T \quad (9)$$

$$\Delta w_0 \propto p(1-2y) \quad (10)$$

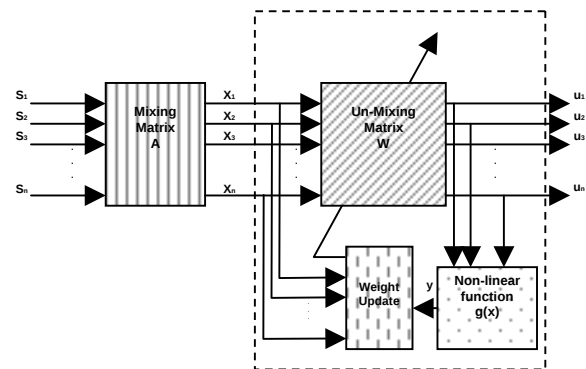


Fig. 1. Block diagram of Bell-Sejnowski approach [3] to BSS

The effectiveness of the method lies in the fact that when the inputs are processed by a sigmoid function, maximum information transmission is achieved when the slopping part of the sigmoid is optimally lined up with the high density parts of the inputs. Thus, the approach converges when the high

density part of the probability density function of the input data x is aligned with the highly sloping parts of the function $g(x)$, and the slope of $g(x)$ is matched to the variance of x . Hence, the sigmoid function $g(x)$ should be monotonically increasing, must have sloping sections and should be adapted to fit the data.

2. EFFECT OF THE SIGMOID FUNCTION

The typical probability density functions of the vibratory response of defective bearings are sharply peaked and have long tails. It is well known [15] that the kurtosis of these probability density functions is greater than zero and thus, they are classified as super-Gaussian. Hence, proper forms of non-linearities have to be additionally evaluated in this specific problem.

One way to do this, is to adapt the flexible sigmoid described by the differential equation (8), as close as possible, the distribution of the input signals emitted by defective bearings. The integration of Eq. (8) for various coefficients p and r produces a series of sigmoid functions, which can be suitable for the input cumulative distributions. The values of the coefficients p and r , which are subsequently considered to be equal since no skew is allowed in the distributions, are chosen via an optimization process.

For this reason, it is necessary to use a performance measure, which will be minimized. Such a suitable measure is the Kullback-Leibler information divergence, used to estimate a pseudo-distance among the stimulus' pdf and the slope of the sigmoid. The Kullback-Leibler information divergence represents the relative entropy and can be expressed by the following equation,

$$KLD(p_x // p_y) = \int p_x(s) \log[p_x(s)/p_y(s)] ds \quad (11)$$

where p_x is the stimulus' statistical distribution and p_y is the slope produced by the chosen sigmoid. The smaller the relative entropy, the more similar the distribution of the two variables, and conversely. Since the measure is asymmetrical, the difference between $KLD(p_x/p_y)$ and $KLD(p_y/p_x)$ is used to estimate the minimum mismatch measure which can detect if the sigmoid slope fits the bearing vibration distributions.

3. EXPERIMENTAL APPLICATION

A characteristic case of two defective rolling element bearings of the same type with an outer and inner race fault respectively, mounted on the same shaft, is examined. The measurements were conducted on a machine fault simulator carrying a ½ HP DC motor whose rotation speed could be varied up to 4,000 rpm. The DC motor rotates via belt a rotor whose platform is fixed on the motor base. The rotor structure consists of a shaft, two bearings of

SKF 7303 BEP type, and two rotor disks. The laboratory test bench is indicated in Fig. 2.

The measuring device is based on a Pentium II/266 MHz portable computer, equipped with a PCMCIA 6024E data acquisition card. Two accelerometers are mounted vertically on the top of the bearing housings A and B respectively (Fig. 2). Parallel, two B&K accelerometers, are mounted vertically on the points C and D of the motor base. All the measured signals were recorded simultaneously by the accelerometers on the points A, B, C and D. Each measured signal is 8,192 samples long and recorded with sampling rate of 10 KHz. The shaft rotation speed during the measurement was around 2,125 rpm (=35.4 Hz).

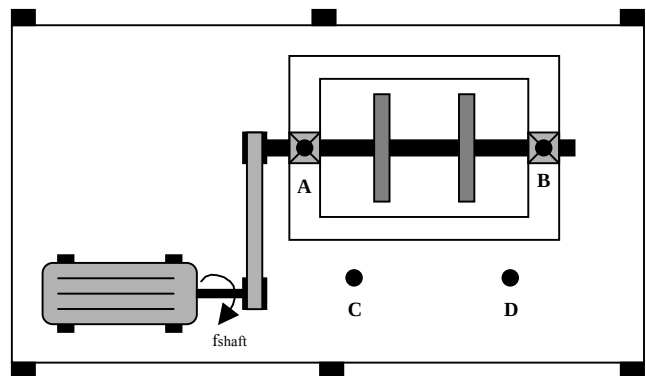


Fig. 2. Sketch of the test bench and the measurement points

The monitored bearing in the housing B corresponds to an outer race fault. The characteristic defect frequency is estimated to 3.47 times the shaft rotation speed, leading to a theoretical estimation of the BPFO frequency around 123 Hz. The measured bearing defect frequency BPFO is equal to 112.30 Hz. The envelope analysis of the measured signal is presented in figure 3(a), confirming a typical bearing outer race fault.

The kurtosis of the signal, acquired by the sensor mounted on position B, is equal to 0.7 and its pdf is illustrated in figure 4(a). The signal can be classified as super-Gaussian due to the fact that the kurtosis is greater than zero.

Furthermore, an inner race wear has artificially introduced at the monitored bearing in the housing A. The theoretical estimation of the characteristic defect frequency BPFI is evaluated to 5.53 times the shaft rotation speed, leading to a value around 196 Hz.

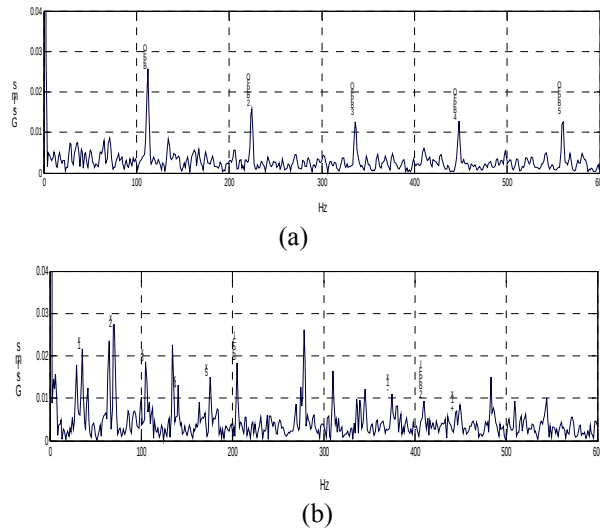


Fig. 3. Envelope analysis of (a) the first source signal measured on B with an outer race fault and (b) the second source signal measured on A with an inner race fault

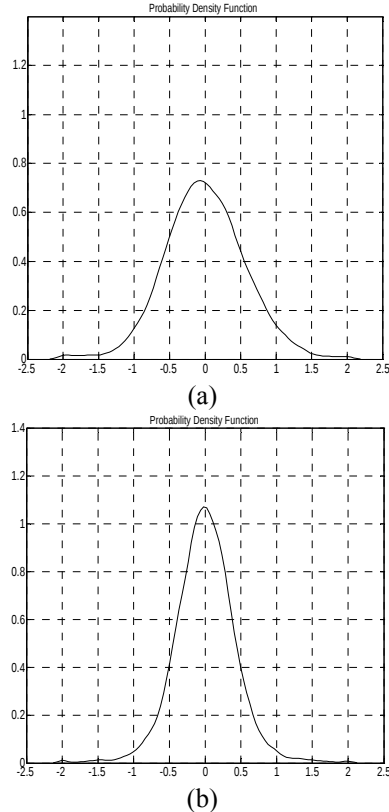


Fig. 4. Probability density functions (pdf) of the source signals measured on positions (a) B and (b) A

The spectrum of the envelope of the second source signal, shown in figure 3(b), is characterized by two spectral line families: a) the shaft rotational frequency component and its harmonics, and b) the defect frequency BPFI ($=205.00$ Hz) and its second harmonic. The presence of the bearing inner race defect frequency (BPFI), the shaft speed frequency and their harmonics reveals and confirms the inner race fault.

This measured signal can be characterized as super-Gaussian, since its kurtosis is equal to 2.3. The pdf plot of the signal is shown in figure 4(b).

It should be clarified that the above signals were measured as close as possible on each source in order to be used as an priori knowledge about the sources.

The source separation procedure can be viewed as a pre-processing step that improves the diagnosis in the case where we cannot obtain measurements close enough to the bearings of the same type that are mounted inside the same machine, or even on the same shaft. According to this scenario, two accelerometers are placed on the points C and D on the motor platform and measure mixtures of all the sources. Hence, the contribution of each damaged bearing is received by each sensor.

Figure 5 displays the spectra of the envelopes observed signals. Not any specific filtering procedure is used in the demodulation process. The interpretation of the frequency domains produced by the demodulation process is indeterminate. Thus, it is impossible to detect and distinguish the type of damage of each individual bearing, since both bearings are of the same type and mounted on the same shaft. The defect frequencies BPFO and BPFI and other frequency components, such as shaft rotation speed and its harmonics, govern both frequency domains.

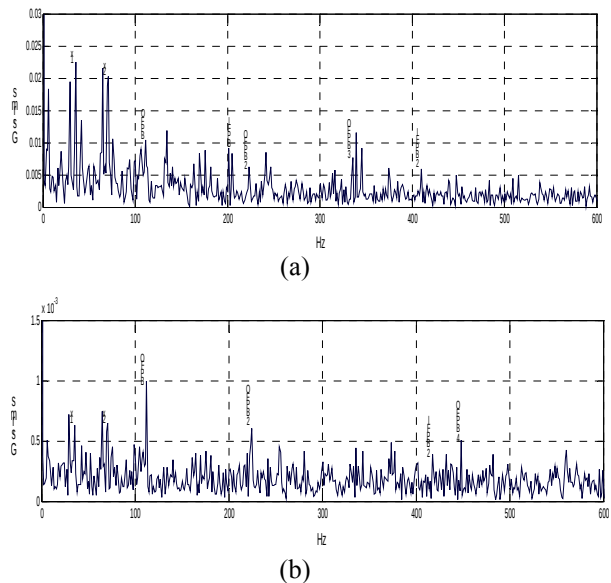


Fig. 5. Envelope analysis of (a) the first observed signal measured on point C and (b) the second observed signal measured on point D

Additionally, the kurtosis of the observations measured by the accelerometers on positions C and D are equal to 1.2 and 0.6, respectively. Both signals are classified as super-Gaussian.

Then, the measured signals are processed by the proposed BSS approach using the logistic transfer function. The unmixed signals produced by the

source separation process are post-processed using envelope analysis.

The spectrum produced by the demodulation process of the second unmixed signal [fig. 6(b)] is governed by the defect frequency BPFO and its harmonics. Thus, it is clear that the bearing in the housing B has a defect in the outer race. The envelope analysis of the other unmixed signal [fig. 6(a)] is dominated by the shaft speed frequency, the defect frequency BPFI and their harmonics.

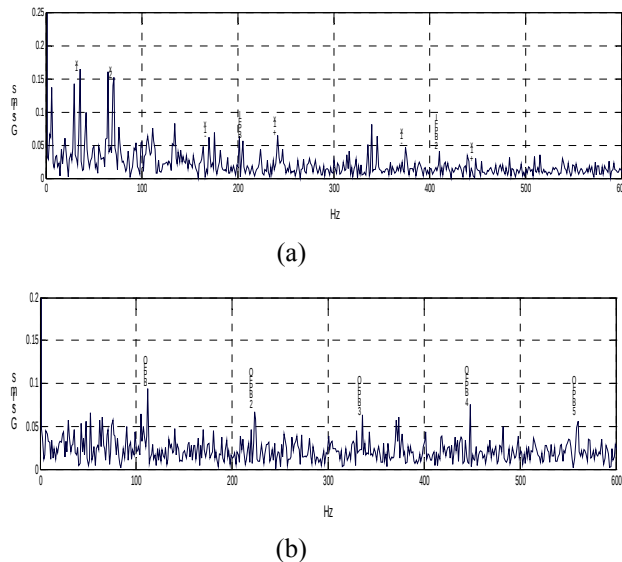


Fig. 6. Envelope analysis of (a) the first unmixed signal and (b) the second unmixed signal

Thus, the method using the logistic function is able to separate the source signals in a set of mixed observations.

Then, the Kullback-Leibler information divergence algorithm is used to detect the optimum non-linearity that can approximate the cumulative distributions of both source signals.

The optimum form of the non-linearity has to be selected for this specific application in order to validate if the algorithm can work more trustworthily and effectively. The coefficient p is estimated equal to 22.

Figure 7 illustrates the pseudo-distance among the distributions of the source signals and the slope produced by the optimum non-linearity. Then the neural network using this non-linearity, which has been constructed for $p=22$, tries to align its sigmoid function to the stimulus' pdf.

The results of the output of the algorithm for this optimum non-linearity are similar to the ones, where the sigmoid was the logistic function. Additionally, the Bell-Sejnowski algorithm has been implemented for several coefficients p , but the results remained unaltered.

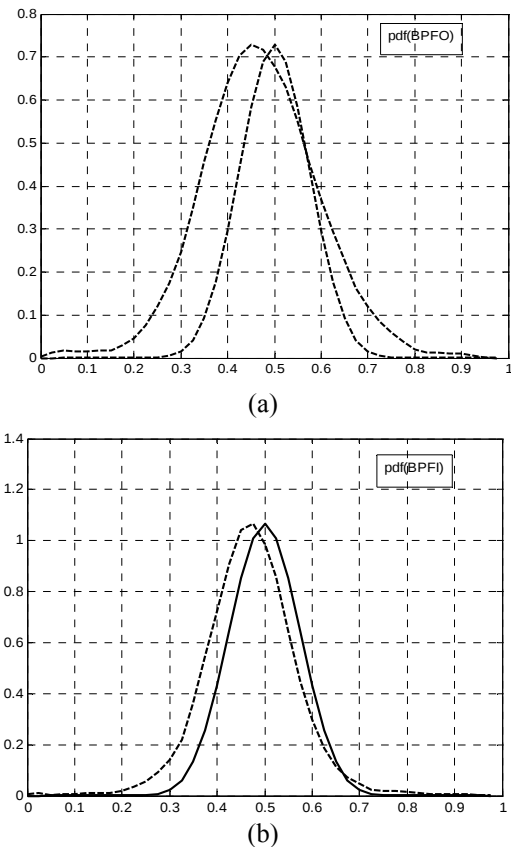


Fig. 7. Probability Density Functions of the source signals (solid line) and slope of the resulting optimal sigmoid (dotted line) for $p=21$. (a) First source signal, (b) Second source signal

CONCLUSION

The applied infomax algorithm addressed successfully the problem of separating simultaneous fault signals generated by defective rolling element bearings in the experimental application. This is due to the fact that the matching neurons used, are able to cope to the super-Gaussian distributions of the measured signals. As additionally concluded from the experimental results, some further enhancements to the method are useful, in order to compensate certain effects of the transmission path. For example, although enveloping has been successfully applied in this case, other alternative procedures could be also followed, such as the usage of BSS methods based on a more complex mixing model.

ACKNOWLEDGEMENTS

This work is co-funded by the European Social Fund (75%) and National Resources (25%) - Operational Program for Educational and Vocational Training II (EPEAEK II) and particularly the Program PYTHAGORAS.

REFERENCES

1. P. Comon, 1994, "Independent component analysis, "a new concept?", *Signal Processing*, 36, pp. 287-314.
2. J. Herault and C. Jutten, 1991, "Blind separation of sources, Part I: An adaptive algorithm based on neuromimetic structure", *Signal Processing*, 24, pp. 1-10.
3. A. Bell and T. J. Sejnowski, 1995, "An information-maximization approach to blind source separation and blind deconvolution", *Neural Computation*, 7(6), pp. 1004-1034.
4. S. Amari, A. Cichocki and H. H. Yang, 1996, "A new learning algorithm for blind signal separation", In *Advances in Neural Information Processing Systems*, 8, pp. 757-763.
5. A. Cichocki, R. E. Bogner, L. Moszczynski and K. Pope, 1997, "Modified Herault-Jutten algorithms for blind separation of sources", *Signal Processing*, 7, pp. 80-93.
6. Te-Won Lee, M. Girolami and T. J. Sejnowski, 1999, "Independent component analysis using an extended infomax algorithm for mixed sub-Gaussian and super-Gaussian sources", *Neural Computation*, 11(2), pp. 409-433.
7. J. F. Cardoso and B. Laheld, 1996, "Equivariant adaptive source separation", *IEEE Trans. on S.P.*, 45(2), pp. 434-444.
8. A. Hyvärinen and E. Oja, 2000, "Independent component analysis: algorithms and applications", *Neural Networks*, 13(4), pp. 411-430.
9. M. Knaak, M. Fausten and D. Filbert, 2001, "Acoustical machine monitoring using blind source separation", 4th International Conference on Acoustical and Vibratory Surveillance Methods and Diagnostic techniques, Compiègne/France,
10. C. Serviere and P. Fabry, 2001, "Blind separation of noisy harmonic signals for rotating machine diagnosis", 4th International Conference on Acoustical and Vibratory Surveillance Methods and Diagnostic techniques, Compiègne/France,
11. G. Gelle, M. Colas and C. Serviere, 2001, "Blind source separation: a tool for rotating machine monitoring by vibration analysis?", *Journal of Sound and Vibration*, 248(5), pp. 865-885.
12. A. Ypma, A. Leshem and R. P. W. Duin, 2001, "Blind separation of rotating machine sources: bilinear forms and convolutive mixtures", Elsevier Preprint zz, pp. 1-22.
13. G. Gelle, M. Golas and G. Dalaunay, 2000, "Blind sources separation applied rotating machines monitoring by acoustical and vibrations analysis", *Mechanical Systems and Signal Processing*, 14(3), pp. 427-442.
14. W. Li, F. Gu, A. D. Ball, A. Y. T. Leung and C. E. Phipps, 2001, "A study of the noise from diesel engines using the independent component analysis", *Mechanical Systems and Signal Processing*, 15(5), pp. 1165-1184.
15. C. Pachaud, R. Salvétat and C. Fray, 1997, 'Crest factor and kurtosis contributions to identify defects inducing periodical impulsive forces', *Mechanical Systems and Signal Processing*, 11(6), pp. 903-916.



Dr C. YIAKOPOULOS is a post doctorate student at the Mechanical Engineering School, NTUA, Greece. He graduated the School of Mechanical Engineering, NTUA in 1996. He received his PHD degree from NTUA, Athens in February 2004. He has participated in 6 National research projects and he has published over 18 papers in international journals and conferences in the areas of signal processing and condition monitoring of electromechanical systems.



Dr I. ANTONIADIS is Associate Professor at the Mechanical Engineering School, NTUA, Greece and director of the Laboratory of Dynamics and Structures. His research interests include methods for the dynamic analysis and condition monitoring of structures and electromechanical systems. He has coordinated or participated as principal researcher in more than 14 International and National research projects, he is the author or co-author of 3 books and academic course notes and of more than 95 reviewed papers in international journals and conferences.

METODA DIAGNOSTYKI ENERGETYCZNEJ W ZASTOSOWANIU DO ROZPOZNAWANIA STANU TECHNICZNEGO I OBCIĄŻENIA BELEK ŻELBETOWYCH

Marian Witalis DOBRY

Politechnika Poznańska, Instytut Mechaniki Stosowanej, Zakład Wibroakustyki i Bio-Dynamiki Systemów
ul. Piotrowo 3, 60-965 Poznań, tel. 061 665 2347, e-mail: Marian.Dobry@put.poznan.pl

Streszczenie

W pracy przedstawiono nową metodę diagnostyki energetycznej. Metoda umożliwia rozpoznawanie stanu technicznego i obciążenia belki na podstawie analizy mocy sił wewnętrznych belki pobudzonej do drgań siłą impulsową. Wstępne badania wykazały również, że stosując tę metodę, możliwe jest rozróżnianie historii obciążenia belki.

Słowa kluczowe: energetyczna diagnostyka, przepływ energii w systemach mechanicznych.

THE METHOD OF ENERGY DIAGNOSTICS IN APPLICATION TO RECOGNITION OF TECHNICAL CONDITION AND LOAD OF REINFORCED CONCRETE BEAMS

Summary

New energy diagnostics method has been presented in the paper. The method allows recognition of technical condition and load of the reinforced concrete beam, based on power analysis of the internal forces in the beam excited to vibration using impact force. Preliminary investigations also show, that it is possible to determine history of the beam loading, by applying this method.

Keywords: energy diagnostics, energy flow in mechanical systems.

1. WPROWADZENIE

Prezentowane wyniki dotyczą wstępnej diagnostyki energetycznej belki żelbetowej w różnych stanach obciążenia.

Badania eksperymentalne wykonano w Laboratorium Wytrzymałości w Politechnice Kieleckiej. Na ich podstawie wykonano wstępne analizy widmowe określając kilka podstawowych częstotliwości drgań własnych belki swobodnej oraz systemu belka-maszyna wytrzymałościowa w zależności od stanu obciążenia i stanu technicznego belki.

2. WSTĘPNA ANALIZA ROZDZIAŁU MOCY I PRZEPŁYWU ENERGII W BELCE ŻELBETOWEJ

Metoda energetyczna diagnostyki (w odróżnieniu do wibroakustycznej [1]) wykorzystuje ścisły związek między dynamiką systemu mechanicznego i rozdziałem mocy oraz przepływem energii w dynamicznej strukturze badanego systemu [2, 3, 5, 9, 15]. Wielkościami kryterialnymi w tej metodzie do oceny w diagnostyce realizowanej „on-line” są **moce dynamicznych sił strukturalnych** wyrażonych w

watach [W] takie jak: **moc bezwładności, moc strat i moc sprężystości** związane z różnymi zjawiskami fizycznymi towarzyszącymi ruchowi systemu wywołanego przez siły zewnętrzne.

Uwzględnienie istotnego czynnika zwłaszcza w diagnostyce, którym jest czas, wymagało wprowadzenia drugiej wielkości kryterialnej, którą jest **dawka energii wyrażona w dżulach [J]**. Wymienione energetyczne wielkości fizyczne uzyskać można na drodze eksperymentalnej i analitycznej [2, 4, 6, 7, 8, 10, 11, 12, 13, 14].

Dysponując danymi z pomiarów wykonanych w Laboratorium Wytrzymałości Politechniki Kieleckiej przekazanych przez dr inż. Romana Barczewskiego i ich pierwszymi analizami energetycznymi wykonanymi przez autora możliwe było określenie rozdziału mocy oraz dawki energii przypadającej na każdy kilogram masy zredukowanej do punktu redukcji belki.

Wielkościami kryterialnymi mogą być zatem:

- jednostkowa moc maksymalna (JMM)** przypadająca na każdy kilogram masy zredukowanej dla danej mody drgań, czyli: W/kg
- jednostkowa dawka energii (JDE)** przypadająca na każdy kilogram dynamicznej

masy zredukowanej dla danej mody drgań, czyli: J/kg

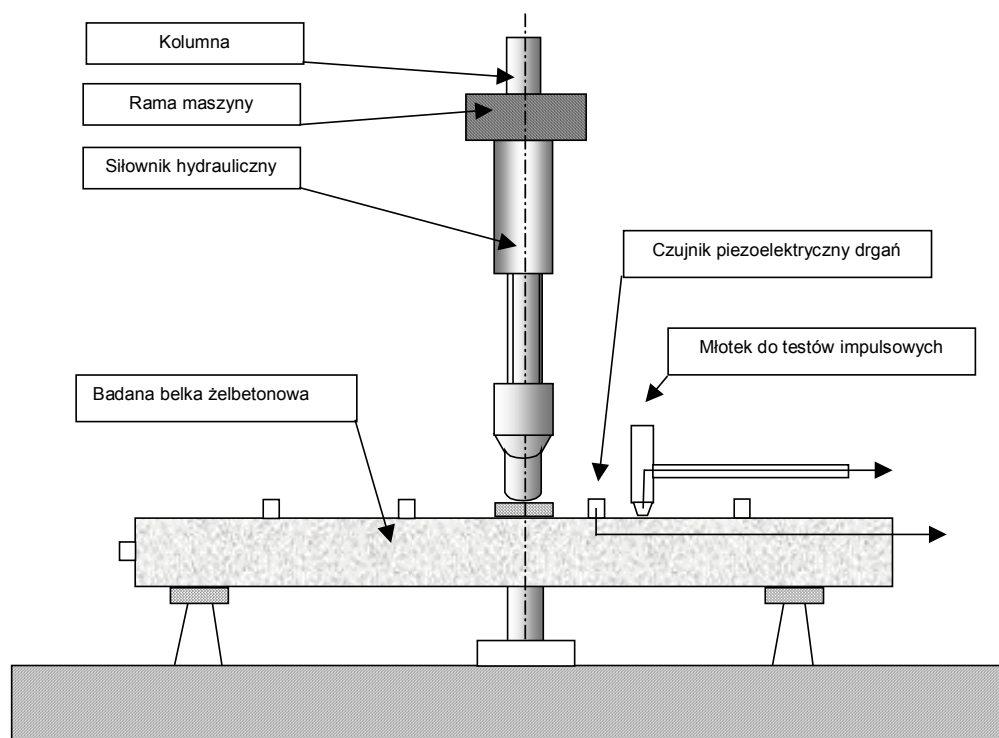
- c) **sumy odpowiednich wielkości** wymienionych w punktach a) i b)
- d) **jednostkowe moce średnie** przypadające na każdy kilogram dynamicznej masy zredukowanej dla każdej mody oraz ich sumy.

2.1. Wyniki wstępnych analiz dynamicznych i energetycznych belki żelbetowej w różnych stanach obciążenia

Badania dynamiczne belki żelbetowej przeprowadzono na stanowisku badawczym

Politechniki Świętokrzyskiej w różnych stanach naprężenia żelbetonowej belki wywołanych hydrauliczną maszyną wytrzymałościową.

Na rys.1 pokazano sposób obciążenia belki żelbetowej i sposób jej podparcia. W punktach podparcia podłożono kawałki materiału elastycznego. Testy impulsowe wykonywano dla różnych obciążeń. Sygnał odpowiedzi odbierany był w pobliżu punktu impulsowego pobudzenia do drgań belki. Sygnały przyspieszeń drgań rejestrowane były na cyfrowym rejestratorze magnetycznym.



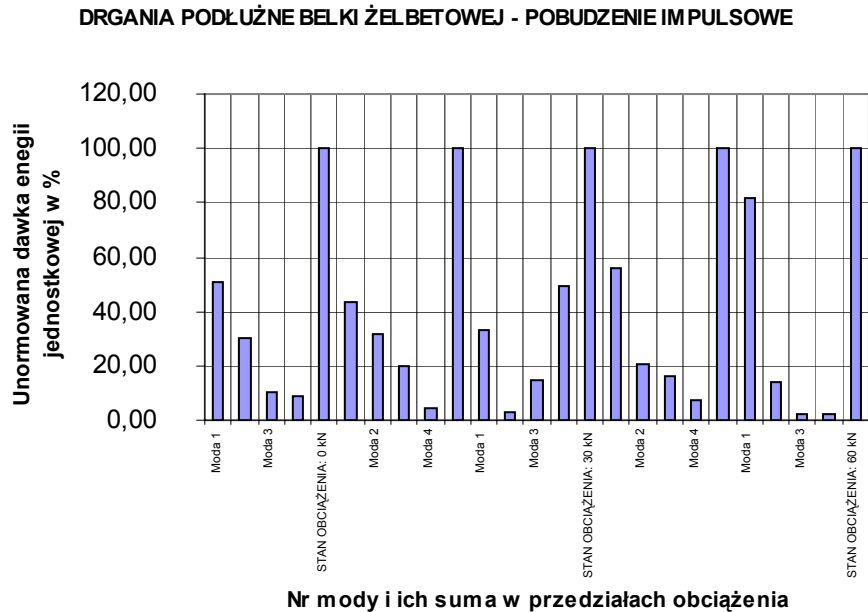
Rys. 1. Schemat sposobu zamocowania i obciążania badanej belki żelbetowej w hydraulicznej maszynie wytrzymałościowej w czasie testów impulsowych

2.1.1. Energetyczna diagnostyka drgań podłużnych badanej belki żelbetowej

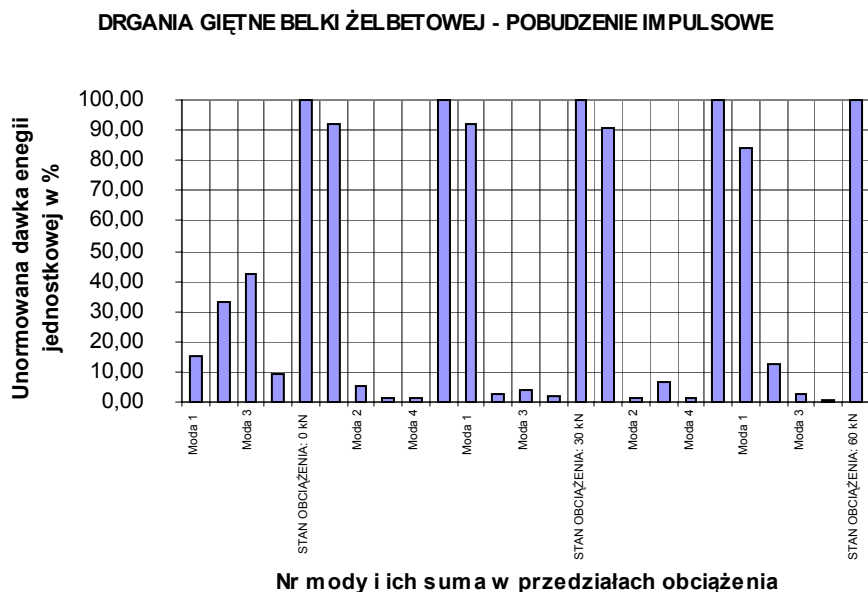
Na potrzeby energetycznych badań belki żelbetowej **opracowano model energetyczny testu impulsowego** przeprowadzanego w Laboratorium Wytrzymałości Politechniki Świętokrzyskiej. Model ten umożliwia, oprócz analizy dynamicznej, również rozdział wejściowej mocy i dawek energii na trzy rodzaje mocy i energii: moc i dawkę energii bezwładności, moc i dawkę energii strat oraz moc i dawkę energii sprężystości. **Jest to zatem całościowa i strukturalna amplitudowo-częstotliwościowa analiza rozdziału mocy i przepływu energii w badanej strukturze mechanicznej uwzględniająca wszystkie pobudzenia siłami zewnętrznymi.**

W celu uniezależnienia badań energetycznych od wielkości siły dynamicznej impulsu pobudzenia wykonano unormowanie wyników określając procentowy udział JDE dla poszczególnych mód w całkowitej jednostkowej dawce energii przyjętej za 100 %. Wyniki tych obliczeń dla drgań podłużnych pokazano na rys. 2.

Jak wynika z przeprowadzonych badań, przepływ energii dla pierwszej częstotliwości drgań własnych silnie zależy od stanu obciążenia belki żelbetowej i jest do niego wprost proporcjonalny. Ten wniosek sprawia, że możliwa jest diagnostyka belek żelbetowych z wykorzystaniem tylko jednej pierwszej mody drgań własnych. Oznacza to, że nadzór diagnostyczny realizowany zaproponowaną metodą diagnostyki energetycznej byłby znacznie uproszczony.



Rys. 2. Unormowana Jednostkowa Dawka Energii – JDE w poszczególnych stanach obciążenia uzyskana na podstawie **drgań podłużnych** belki wymuszanych siłą impulsową



Rys. 3. Unormowana Jednostkowa Dawka Energii – JDE w poszczególnych stanach obciążenia uzyskana na podstawie **drgań giętnych** belki wymuszanych siłą impulsową

2.1.2. Energetyczna diagnostyka drgań giętnych badanej belki żelbetowej

Przeprowadzona normalizacja wykazała również, że w przypadku obciążenia belki siłą poprzeczną, wyższe częstotliwości drgań własnych nie odgrywają tak dużej roli jeśli chodzi o przepływ energii. Cała przepływająca energia wprowadzona przez siłę impulsową gromadzi się w pierwszej modzie i jej udział dla wszystkich przypadków z obciążeniem mieści się w przedziale: **od 84 do 92 %**. Wynika z stąd wniosek, że diagnostykę

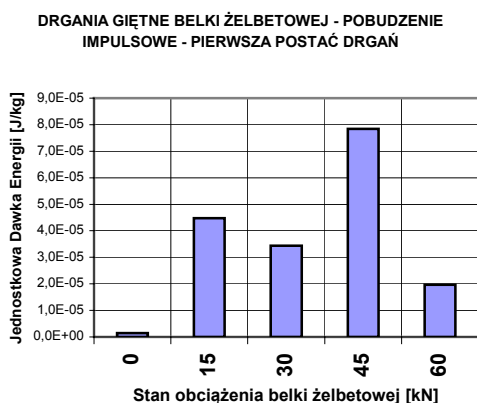
energetyczną można prowadzić również w tym przypadku tylko na podstawie pierwszej mody drgań giętnych – rys. 3.

3. ZALEŻNOŚĆ KRYTERIALNYCH WIELKOŚCI ENERGETYCZNYCH OD STANU OBCIĄŻEN I STANU TECHNICZNEGO BELKI ŻELBETOWEJ

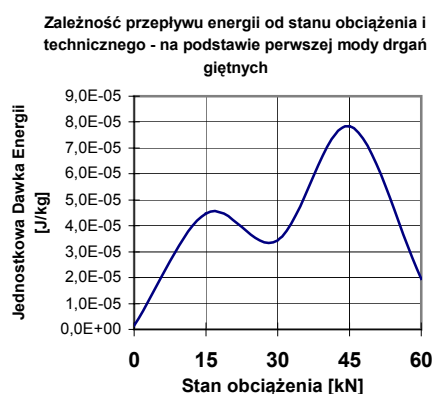
Zestawiając uzyskane dane dla pierwszej mody w przypadku drgań giętnych można uzyskać zależność np. JDE od stanu obciążenia i stanu

technicznego belki. Pokazano to na kolejnych dwóch wykresach a) i b) na rys. 4.

a)



b)



Rys. 4. Zależność Jednostkowej Dawki Energii (JDE) od stanu obciążeń i stanu technicznego belki żelbetowej dla pierwszej postaci drgań własnych systemu (pierwszej mody); a) wykres kolumnowy, b) wykres wygładzany liniowy

Poszczególne stany oznaczają:

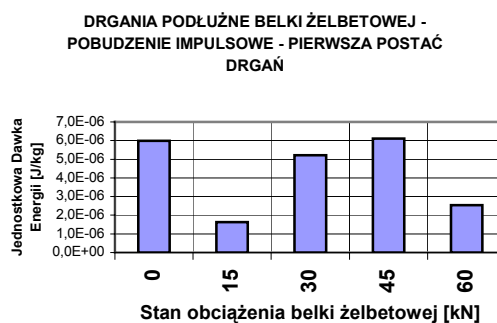
Stan 0 na wykresach oznacza belkę nieobciążoną – nową, przygotowaną do badań, bez historii obciążeń.

Stan 15 kN uzyskano dla belki pierwszy raz obciążanej.

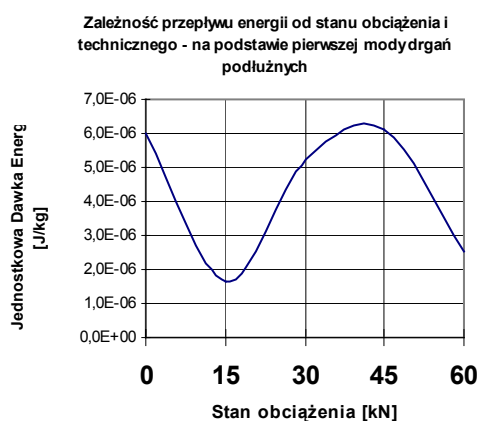
Stan 30 kN dotyczy sytuacji po ponownym obciążeniu do wartości 30 kN, jednakże belka przedtem była obciążona do wartości siły 15 kN, a następnie obciążenie zdjęto w celu zmiany sterowania maszyny wytrzymałościowej na zakres do 60 kN.

Stan 45 kN dotyczy wzrostu obciążenia belki z zachowaniem ciągłości obciążenia w stosunku do 30 kN, dla którego belka powinna być bliska granicznej wartości obciążeń i co za tym idzie - dopuszczalnych wartości naprężeń.

a)



b)



Rys. 5. Zależność Jednostkowej Dawki Energii (JDE) od stanu obciążeń i stanu technicznego belki żelbetowej dla pierwszej postaci drgań własnych – podłużnych systemu (pierwszej mody); a) wykres kolumnowy, b) wykres wygładzany liniowy

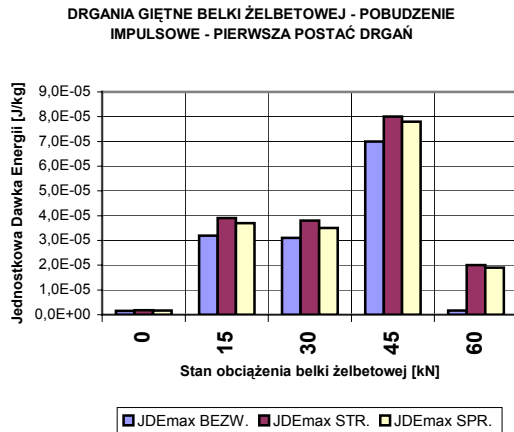
Stan 60 kN dotyczy sytuacji, w której na belce pojawiły się widoczne okiem pęknięcia powodujące zerwanie się naklejonych tensometrów. Jest to stan degradacji żelbetonowej belki choć obciążenie było utrzymywane w celu wykonania badań drganiowych.

Wnioski:

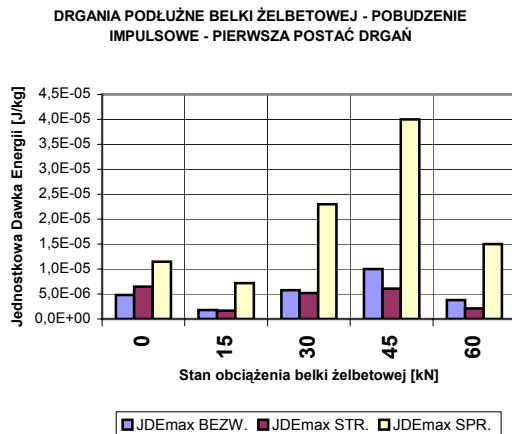
1. Istnieje wprost proporcjonalna zależność JDE przepływającej w teście impulsowym od obciążenia.
2. Diagnostyka energetyczna rozróżnia historię stanu obciążenia.

4. ZMIANA ROZKŁADU PRZEPŁYWU ENERGII W STRUKTURZE BELKI W ZALEŻNOŚCI OD WIELKOŚCI OBCIĄŻENIA I STANU TECHNICZNEGO BELKI ŻELBETOWEJ.

Analiza rodzajowa wartości maksymalnych dawek energii wykazuje istotne zróżnicowanie obu stanów impulsowego obciążenia i rodzaju drgań - rys. 6 i 7.



Rys. 6. Rozdział energii w dynamicznej strukturze belki żelbetowej drgającej giętnie na energię bezwładności, strat i sprężystości w zależności od wielkości obciążenia (naprężeń) i stanu technicznego belki. Test impulsowy



Rys. 7. Rozdział energii w dynamicznej strukturze belki żelbetowej drgającej podłużnie na energię bezwładności, strat i sprężystości w zależności od wielkości obciążenia (naprężeń) i stanu technicznego belki. Test impulsowy

W drganiach giętnych dominuje dla wszystkich wielkości obciążenia energia strat – czyli w tym przypadku energia dyssypacji - zamiany energii mechanicznej na ciepło w procesie tarcia wewnętrznego i konstrukcyjnego.

Odmienny obraz rozdziału energii strukturalnej uzyskano dla drgań podłużnych belki – rys. 7. **Dominującą energią w tym przypadku jest energia sprężystości maksymalnie kilkakrotnie przekraczająca inne rodzaje energii.** Drugą energią jest energia bezwładności, a trzecią energia start (dyssypacji). Wszystkie energie są proporcjonalne do stanu obciążenia (naprężeń) belki.

5. WNIOSKI

Przeprowadzone wstępne badania metodą diagnostyki energetycznej z wykorzystaniem sygnałów wibroakustycznych wykazały dużą wrażliwość energetycznych symptomów na stan obciążenia i stan techniczny badanej belki żelbetowej. **Upoważniają one do sformułowania następujących wstępnych wniosków:**

1. wartości Jednostkowej Dawki Energii rosną wraz ze wzrostem obciążenia aż do stanu wyczerpania się nośności betonu i zapoczątkowania procesu zniszczenia struktury belki żelbetowej,
2. odstępstwo od tej reguły zanotowano, zarówno dla drgań giętnych i podłużnych, dla zakresu 30 kN obciążenia, który to zakres zadano ponownie po odciążeniu belki z poziomu 15 kN. Ten wniosek umożliwia postawienie tezy, że **dynamiczne badania energetyczne wykazują historię obciążeń badanej belki,**
3. analiza przepływu energii do poszczególnych mód drgań belki wykazała kolejną prawidłowość, że najwięcej energii pochodzącej od impulsowej siły wymuszenia przepływa do pierwszej mody drgań giętnych (porzecznych) w czasie obciążenia belki,
4. w przypadku drgań giętnych w pierwszej modzie przepływa od 84 do 92 % całej energii wejściowej do badanego systemu mechanicznego pochodzącej od siły impulsowego pobudzenia,
5. powyższy wniosek świadczy o możliwości prowadzenia **energetycznej diagnostyki kontrolnej (na etapie końca produkcji – odbioru technicznego przez jednostki Kontroli Jakości) oraz energetycznej diagnostyki eksploatacyjnej** z wykorzystaniem tylko pierwszej postaci giętnych drgań własnych belek żelbetowych,
6. dominującą energią w przepływie strukturalnym w przypadku drgań giętnych jest energia start (dyssypacji), a w przypadku drgań podłużnych energia sprężystości,
7. wszystkie rodzaje energii wykazują proporcjonalność do wielkości obciążenia i wskazują wyraźnie utratę nośności – zmianę struktury przez jej degradację (stan obciążenia 60 kN).

LITERATURA

- [1] CEMPEL C.: Podstawy wibroakustycznej diagnostyki maszyn. Wyd. NT, Warszawa 1982 r.
- [2] DOBRY M. W.: *Optymalizacja przepływu energii w systemie Człowiek – Narzędzie – Podłoże (CNP)*., Wyd. Politechniki Poznańskiej 1998; Seria: Rozprawy Nr 330 ISSN 0551-6528 Poznań, marzec 1998, (128 stron)

- [3] DOBRY M. W.: *Energy diagnostics and assessment of dynamics of mechanical and biomechanics systems*, Machine Dynamics Problems 2001, Vol. 25, No.3/4 Warsaw University of Technology, Warsaw 2001, pp. 35-54
- [4] DOBRY M. W.: *Energy analysis of mechanical and biomechanical systems*, STUDIA I MATERIAŁY LIII, TECHNIKA 3, Współczesne problemy techniki, Oficyna Wyd. Uniwersytetu Zielonogórskiego, Zielona Góra 2003, s. 137-158
- [5] DOBRY M. W.: *Energy method of diagnostics of health hazard by vibration induced diseases*, Structures – Waves – Human Health, Volume XIII, No. 1, Polish Acoustical Society, Division Kraków, Kraków 2004, pp. 31-46
- [6] GRYGOROWICZ M.; DOBRY M. W.: *Concentration of energy flow in biodynamic structure of human exposed to whole-body vibration*, Structures – Waves – Human Health, Volume XIII, No. 1, Polish Acoustical Society, Division Kraków, Kraków 2004, pp. 47-54
- [7] WOJSZNIS M., DOBRY M. W.: *Dynamics of energy flow in a biomechanical Human-Machine System – hand-arm vibrations*, Structures – Waves – Human Health, Volume XIII, No. 1, Polish Acoustical Society, Division Kraków, Kraków 2004, pp. 55-70
- [8] DOBRY M. W.: *Dependence of energy flow and damages of human body exposed on hand-arm vibration*, XXI SYMPOZJUM – VIBRATIONS IN PHYSICAL SYSTEMS – Poznań-Kiekrz 2004
- [9] DOBRY M. W.: *Energetyczna metoda diagnostyki technicznych i inteligentnych biologiczno-technicznych systemów oraz jej zastosowania*, Diagnostyka Vol. 30, tom 1, Olsztyn 2004, s. 137-146
- [10] DOBRY M. W., GRYGOROWICZ M.: *Energetyczna transmitancja struktury biodynamicznej człowieka poddanego działaniu wibracji ogólnej*, Diagnostyka Vol. 30, tom 1, Olsztyn 2004, s. 147-150
- [11] DOBRY M. W., WOJSZNIS M.: *Oddziaływanie drgań miejscowych na organizm ludzki – ocena analizy dynamicznej i energetycznej*, Diagnostyka Vol. 30, tom 1, Olsztyn 2004, s. 151-154
- [12] DOBRY M. W., GRYGOROWICZ M.: *Transmitancja mocy struktury biodynamicznej człowieka poddanego działaniu wibracji ogólnej w pozycji siedzącej*, Czasopismo Techniczne, mechanika, z. 5-M/2004, Wyd. Politechniki Krakowskiej, Kraków 2004, s. 81-89
- [13] WOJSZNIS M., DOBRY M. W.: *Analiza energetycznego oddziaływania dużego zmechanizowanego narzędzia uderowego na człowieka*, Czasopismo Techniczne, Mechanika, z. 5-M/2004, Wyd. Politechniki Krakowskiej, Kraków 2004, s. 379-387
- [14] DOBRY M. W.: *Metoda energetycznego dostosowania maszyn do człowieka-operatora i środowiska na etapie projektowania*, Archiwum Technologii Maszyn i Automatyzacji, Vol. 2, Nr 2 spec., Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 2004, s. 29-39
- [15] DOBRY M. W.: *Diagnostyka energetyczna systemów technicznych*. W: Inżynieria diagnostyki Maszyn, Polskie Towarzystwo Diagnostyki Technicznej i Instytut Technologii Eksploatacji PIB Radom, Warszawa, Bydgoszcz, Radom 2004 r., s. 314-339

Dr hab. inż. Marian W. DOBRY, prof. nadzw. – jest pracownikiem naukowo-dydaktycznym Politechniki Poznańskiej na Wydziale Budowy Maszyn i Zarządzania. W latach 2002-2005 pełnił funkcję Prodziekana ds. Kształcenia na studiach dziennych. Jest kierownikiem Laboratorium Dynamiki i Ergonomii Metasystemu: Człowiek – Obiekt Techniczny – Środowisko. Reprezentuje dziedzinę: Mechanika, a w niej specjalności: Mechanika stosowana, Dynamika Maszyn, Wibroakustyka, Rozdział mocy i przepływ energii w systemach mechanicznych i biologiczno-mechanicznych oraz ich optymalizacja, Energetyczna diagnostyka, Ochrona człowieka i środowiska przed drganiami i hałasem (ujęcie konwencjonalne i energetyczne). Opublikował jedną monografię oraz ponad 120 publikacji. Jest autorem około 39 patentów krajowych i zagranicznych (Europa, USA i Japonia). Jest członkiem Komitetu Mechaniki PAN w sekcji Dynamiki Układów i Mechaniki Eksperymentalnej Ciała Stałego oraz wielu towarzystw naukowych w kraju i zagranicą. Jest ekspertem Międzyresortowej Komisji ds. Najwyższych Dopuszczalnych Stężeń i Natężeń Czynników Szkodliwych dla Zdrowia w Środowisku Pracy - powołanej przez Premiera RP.



AUTONOMICZNY UKŁAD DIAGNOSTYCZNY IDENTYFIKACJI ZAGROŻEŃ I MINIMALIZACJI RYZYKA W UKŁADACH TECHNICZNYCH

Jędrzej MĄCZAK

Instytut Podstaw Budowy Maszyn, Politechnika Warszawska
Narbutta 84, 02-524 Warszawa, fax: 022 660 8622, email: jma@simr.pw.edu.pl

Arkadiusz ROSZCZEWSKI

Instytut Fizyki, Politechnika Warszawska, Warszawa
email: arcady@if.pw.edu.pl

Streszczenie

W artykule omówiono problemy występujące podczas tworzenia autonomicznych systemów diagnostycznych pozwalających na samodzielne podejmowanie decyzji eksploatacyjnych w zależności od aktualnego stanu technicznego maszyny. Przedstawiono przykład wielowątkowej struktury programowej takiego układu oraz omówiono problem doboru odpowiednich procedur diagnostycznych w zależności od aktualnego rodzaju pracy maszyny z podziałem na stacjonarne i niestacjonarne typy pracy. Przedstawiono również problemy występujące przy doborze właściwej platformy sprzętowo-programowej oraz założenia wykorzystania informacji diagnostycznej w zagadnieniu minimalizacji ryzyka technicznego.

Słowa kluczowe: autonomiczne układy diagnostyczne, minimalizacja ryzyka, diagnostyka maszyn.

AUTONOMOUS DIAGNOSTIC UNIT FOR THREAT IDENTIFICATION AND RISK MINIMIZATION IN TECHNICAL SYSTEMS

Summary

In the paper the problems that took place during the development of autonomous diagnostic units capable of performing exploitation decisions according to the current machine state were presented. An example of multithread programming structure of such unit as well as a problem of selection of diagnostic procedures in dependence of actual type of machine behavior with special respect to stationary and nonstationary was described. The problems of selecting correct hardware-software platform were also presented. Additionally the assumptions of use of diagnostic information in the task of technical risk minimization were presented.

Keywords: autonomous diagnostic units, risk minimization, machine diagnostic.

1. WSTĘP

Celem pracy jest przedstawienie problemów występujących podczas opracowywania projektu działania oraz praktycznej realizacji autonomicznego układu diagnostycznego maszyny zdolnego do ingerowania w pracę maszyny. Układ taki jest zdolny do samodzielnego diagnozowania stanu technicznego maszyny, w szczególności maszyny wirującej i podjęcia określonych działań w celu wykrycia zagrożeń mogących powodować awarię. W przypadku wykrycia uszkodzenia stwarzającego ryzyko dalszej pracy układ jest zdolny do podjęcia działań pozwalających na uniknięcie lub zminimalizowanie konsekwencji awarii.

Osiągnięcia techniki w ciągu ostatnich lat oprócz zwiększenia funkcjonalności produkowanych urządzeń spowodowały rozwój tzw. konstrukcji inteligentnych, czyli konstrukcji zdolnych do samodzielnego określania swojego stanu

technicznego [1,2] i uwzględniania tego stanu podczas podejmowania decyzji o warunkach dalszej pracy. Konstrukcje te wyposażone są w układy diagnostyczne działające według algorytmu w którym można wydzielić następujące etapy:

1. detekcja uszkodzenia,
2. lokalizacja uszkodzenia,
3. identyfikacja uszkodzenia i ew. ocena stopnia krytyczności uszkodzenia,
4. zmiana parametrów pracy maszyny jako reakcja na zdiagnozowane uszkodzenie
5. prognozowanie pozostałego „czasu życia” urządzenia.

Jak widać omawiane układy stanowią rozszerzenie „typowego” układu diagnostycznego o dodatkowe moduły pozwalające na automatyczną modyfikację parametrów pracy maszyny w zależności od jej aktualnego stanu technicznego. Układy takie można stosować wszędzie tam, gdzie uszkodzenie mogłoby spowodować duże straty

w tym zagrożenie życia ludzkiego. Dokonujący się obecnie postęp w diagnostyce technicznej w połączeniu z rozwojem techniki mikroprocesorowej i piezoelektryków pozwala na opracowanie nowych metod umożliwiających sformułowanie bardziej wiarygodnej prognozy zmian stanu technicznego i tym samym pozwalających na podejmowanie decyzji eksploatacyjnych ze znacznym wyprzedzeniem. Równocześnie mniejsze koszty tego typu układów umożliwiają ich zastosowanie w obiektach technicznych o mniejszym zagrożeniu dla otoczenia i stosunkowo niskiej cenie jak np. układy napędowe.

Podstawą budowy autonomicznego układu diagnostycznego są sterowniki mikroprocesorowe będące w rzeczywistości analizatorami sygnałów wyposażonymi w układy wejściowe (kondycjonery sygnałów) dopasowane do stosowanych przetworników sygnałowych oraz posiadające możliwość rejestracji parametrów procesowych pracy maszyny takich jak prędkość, obciążenie czy sygnały sterujące jej pracą. Część niezbędnych sygnałów procesowych może być pobierana bezpośrednio z istniejącego układu sterowania urządzenia, zaś brakująca część powinna być mierzona dodatkowo rozmieszczonymi przetwornikami. Sterownik musi zatem mieć możliwość odbioru (rejestracji) sygnałów z różnego typu czujników począwszy od przetworników drgań w standardzie ICP, przetworników temperatury, ciśnienia i prądu zasilającego (zazwyczaj w standardzie Pt100, 0-20, 4-20 lub rzadziej 0-5 mA), sygnałów napięciowych 0-5V a na sygnałach z przetworników tensometrycznych skończywszy. Dodatkowo część sygnałów jak sygnały z przetworników ciśnienia i temperatury to sygnały wolnozmiennne dla których wystarczy częstotliwość próbkowania poniżej 1 Hz, zaś pozostałe to sygnały szybkozmiennne, które muszą być próbkowane z częstotliwością właściwie dobraną do zakresu ich zmienności (orientacyjnie zazwyczaj 5-10 kHz). Złożoność ta powoduje istotne utrudnienia w doborze odpowiedniego sprzętu zwłaszcza, że zazwyczaj mamy do czynienia z konkretną, działającą maszyną wyposażoną w określoną automatykę sterującą jej pracą. Dodatkowo, wszystkie układy wejściowe i wyjściowe sterownika muszą być izolowane galwanicznie od samej maszyny aby uniknąć uszkodzenia układów wejściowych przez prądy błądzące. Sterownik musi ponadto być wyposażony w moduł wykonawczy pozwalający na modyfikację parametrów pracy maszyny w przypadku zidentyfikowania zagrożenia awaryjnego.

Przykładowo, w tabeli 1 przedstawiono hipotetyczny zestaw parametrów procesowych i diagnostycznych oraz sygnałów sterujących pracą pozwalający na podejmowanie skutecznych decyzji eksploatacyjnych dla napędu wentylatora dużej mocy składającego się z silnika synchronicznego osadzonego na dwóch łożyskach ślizgowych połączonego sprzęgłem podatnym z wirnikiem

osadzonym na dwóch łożyskach tocznych. Zestaw ten pozwala na ocenę aktualnego rodzaju (rozruch, praca, wybieg) i rodzaju (ustalony, nieustalony) pracy wentylatora oraz jego aktualnego stanu technicznego. Na tej podstawie możliwe jest automatyczne podejmowanie decyzji eksploatacyjnych polegających na zmianie obciążenia wentylatora poprzez zwiększenie lub zmniejszenie wydatku tłoczonego powietrza za pomocą dławienia przepływu w układzie dolotowym lub wyłączenia wentylatora w przypadku wykrycia poważnej awarii. Układ sterowania parametrami maszyny powinien być zintegrowany z jej automatyką sterującą.

Tab.1. Hipotetyczny zestaw parametrów procesowych i diagnostycznych

L.p.	Mierzony parametr	Typy przetworników	Liczba kanałów
Parametry procesowe			
1.	Sygnał włączenia (pracy)	Cyfrowy	1
2.	Ciśnienie tłoczenia/ssania jako miara obciążenia maszyny	4-20 mA 0-5 mA	1
3.	Położenie kierownicy dławiącej przepływ powietrza	4-20 mA 0-5 mA	1
Parametry diagnostyczne			
1.	Temperatury uzwojeń silnika	4-20 mA 0-5 mA lub Pt100	3
2.	Ciśnienie oleju w łożyskach ślizgowych	4-20 mA 0-5 mA	2
3.	Temperatury łożysk	Pt100	4
4.	Prędkość obrotowa (znacznik fazy)	0-24V (0-5V)	1
5.	Przyspieszenia drgań kołków łożyskowych w dwóch płaszczyznach	ICP	8
6.	Prąd główny silnika (3 fazy)	4-20 mA 0-5 mA	3
Sygnały sterujące			
1.	Sygnał wyłączenia (zatrzymania)	cyfrowy	1
2.	Sygnał sterowania aparatem kierowniczym regulującym wydatek powietrza (zmiana obciążenia)	4-20 mA 0-5 mA	1
3.	Sygnały sterowania prędkością obrotową	Przełącznik sterowany cyfrowo	2
4.	Sygnalizacja stanu technicznego	Przełącznik sterowany cyfrowo	3

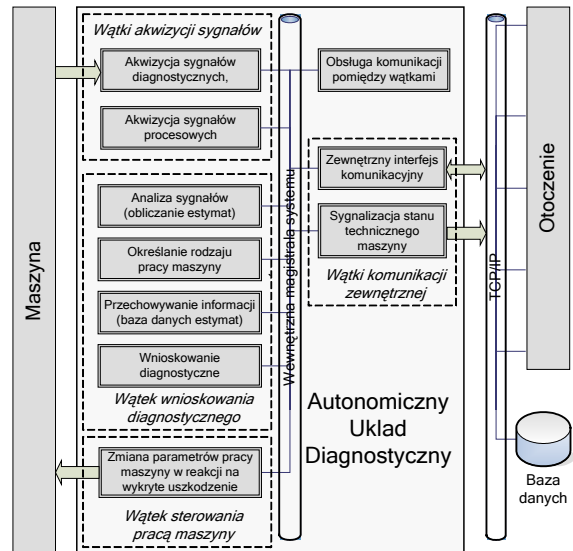
2. WYBRANE PROBLEMY REALIZACJI STRUKTURY FUNKCJONALNEJ UKŁADU

Jedną z możliwych struktur funkcjonalnych autonomicznego układu diagnostycznego przedstawiono na rys. 1. Składa się ona z szeregu wątków programowych wykonywanych niezależnie od siebie przy czym przepływ informacji pomiędzy

tymi wątkami jest koordynowany przez osobny moduł komunikacyjny. W szczególności można tu wyróżnić wątki akwizycji sygnałów dynamicznych i procesowych, wątki związane z analizą zarejestrowanych sygnałów, wątek sterowania pracą maszyny oraz wątki obsługujące komunikację z otoczeniem przez sieć TCP/IP i obsługę bazy danych. Takie rozwiązanie pozwala na rezygnację z synchronicznego wykonywania operacji, a szczególnie pozwala na uniezależnienie akwizycji i analizy sygnałów od ich dalszej interpretacji w celu określenia stanu technicznego maszyny. Układ ma możliwość komunikacji z otoczeniem poprzez sieć TCP/IP w celu informowania o aktualnym stanie technicznym i podjętych decyzjach eksploatacyjnych. Sieć może także być wykorzystana do komunikacji z zewnętrzną bazą danych przechowującą przetworzone wyniki pomiarów oraz informacje o stanie technicznym i pracy urządzenia. Takie rozwiązanie pozwala odciążyć sterownik od konieczności bezpośredniej obsługi bazy danych co pozwala na zmniejszenie wymagań sprzętowych sterownika. Zewnętrzna baza danych może być wykorzystywana jednocześnie przez wiele układów diagnostycznych co dodatkowo obniża koszty, a także umożliwia wymianę informacji pomiędzy układami nadzorującymi pracę podobnych urządzeń oraz pozwala na łatwiejszy dostęp do informacji o przebiegu ich pracy. Z uwagi na ograniczenia sprzętowe oraz konieczność minimalizacji przekazywanego strumienia informacji w bazie trzymane są wyłącznie informacje przetworzone w postaci estymat sygnałów i innych wskaźników obliczonych na podstawie zarejestrowanych sygnałów charakterystycznych dla potencjalnie możliwych uszkodzeń. Istotne jest zapewnienie prawidłowości pracy systemu (przynajmniej podstawowym zakresie) nawet w przypadku chwilowego braku dostępu do sieci. W takim przypadku system musi potrafić po odzyskaniu łączności zaktualizować bazę danych o wielkości obliczone w czasie braku połączenia.

Komunikacja z otoczeniem poprzez sieć TCP/IP, stosowana coraz częściej w układach diagnostyki przemysłowej [3], pozwala ponadto na dostęp do systemu z dowolnego miejsca zarówno wewnątrz zakładu przemysłowego jak i z poza niego. Możliwe jest także dzięki temu wyposażenie systemu w układ automatycznego powiadamiania obsługi i nadzoru o zaistniałych zdarzeniach przez e-mail czy SMS.

W niniejszej pracy pominięto rozważania na temat układów wejściowych tj. przetworników i układów kondycjonujących skupiając się raczej na sposobach przetwarzania danych i strukturze wewnętrznej systemu.



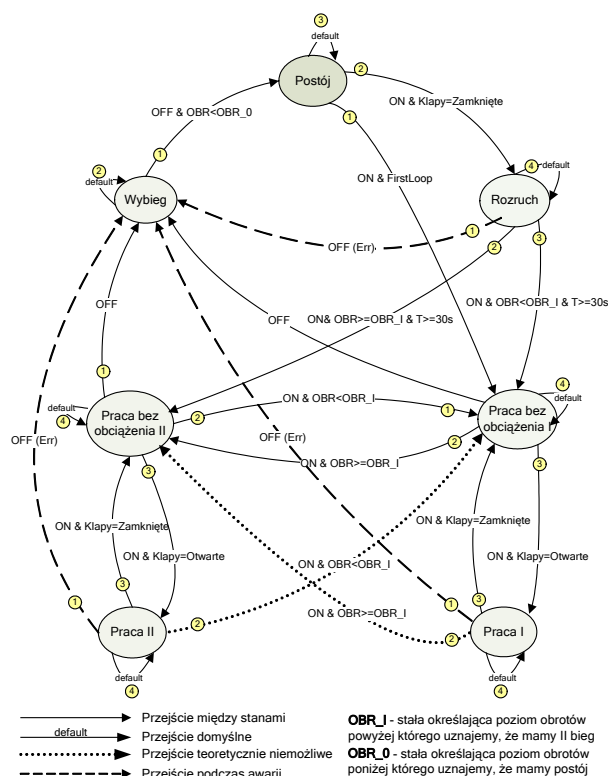
Rys. 1. Wielowątkowa struktura autonomicznego układu diagnostycznego

3. ŚLEDZENIE AKTUALNEGO TYPU PRACY MASZyny

Skuteczna diagnostyka stanu technicznego maszyny i automatyczne podejmowanie przez autonomiczny system diagnostyczny decyzji o kontynuacji eksploatacji wymaga znajomości aktualnego jej typu pracy. Rozróżnić należy zwłaszcza pracę stacjonarną i niestacjonarną jako czynnik decydujący o przyjętych algorytmach przetwarzania informacji diagnostycznej. Stanami pracy niestacjonarnej są zwykle rozruch i wybieg lecz także stany przejściowe podczas przejść pomiędzy stacjonarnymi rodzajami pracy. Dotyczy to zwłaszcza maszyn, które mogą pracować z różnym obciążeniem (np. wentylatory w których wydatek powietrza można płynnie regulować za pomocą kierownic dławiących przepływ) lub różnymi prędkościami obrotowymi (silniki dwubiegowe). Można wówczas wyróżnić szereg różnych stacjonarnych typów pracy, których znajomość jest konieczna, aby właściwie ocenić obciążenie maszyny i móc prawidłowo określić poziomy ostrzegawcze i graniczne obliczonych parametrów diagnostycznych, uwzględniające warunki pracy. System diagnostyczny musi na bieżąco śledzić parametry pracy urządzenia w taki sposób, aby móc wykluczyć rejestrację sygnału w chwili przejść pomiędzy różnymi stacjonarnymi rodzajami pracy. W przeciwnym razie istnieje możliwość pojawienia się błędów pomiarowych, spowodowanych pojawieniem się chwilowej niestacjonarności (np. rozmycie widma spowodowane zmianami prędkości obrotowej) lub dodatkowych uderzeń w sygnał, spowodowanych zmianami warunków pracy maszyny.

Na rys. 2 przedstawiono przykładowy diagram przejść pomiędzy rodzajami pracy maszyny wirnikowej napędzanej dwubiegowym silnikiem synchronicznym, mogącej pracować z dwiema

różnymi prędkościami pod obciążeniem („Praca I”, „Praca II”) lub bez obciążenia. Zmiany obciążenia maszyny można dokonywać poprzez zmniejszenie prędkości obrotowej wirnika, przejście z drugiego na pierwszy bieg lub zdławienia przepływu powietrza za pomocą kierownic umieszczonych w układzie dolotowym. Określenia, w jakim stanie pracy znajduje się w danej chwili maszyna można dokonać poprzez pomiar odpowiednich parametrów procesowych i diagnostycznych (prędkość obrotowa, kąt otwarcia kierownic w układzie dolotowym i ciśnienie w kanale dolotowym wentylatora).



Rys. 2. Przykładowy diagram przejść między różnymi rodzajami pracy maszyny na przykładzie wentylatora dwubiegowego

4. DOBÓR ODPOWIEDNIH PROCEDUR DIAGNOSTYCZNYCH

4.1 Metody detekcji i diagnozy uszkodzeń

Metody detekcji i diagnozy można podzielić na dwie grupy [4]:

1. metody oparte na analizie symptomów (diagnostyka symptomowa),
2. metody wsparte modelami matematycznymi (diagnostyka wsparta modelowo).

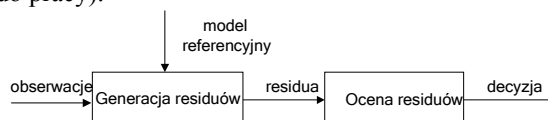
W przypadku pierwszym, zmiany stanu technicznego powodują zmiany parametrów diagnostycznych. Po przeprowadzeniu wnioskowania diagnostycznego określa się związek: symptom $\Leftrightarrow$ stan techniczny maszyny.

$$y = Ax \Rightarrow x = A^{-1}y \quad (1)$$

gdzie y jest symptomem stanu technicznego x .

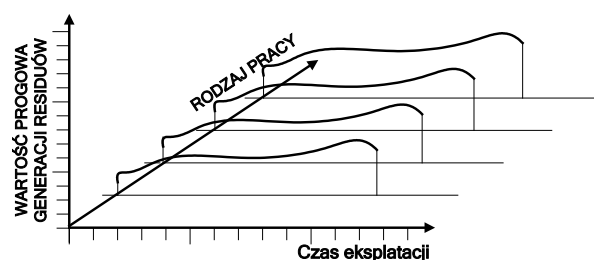
W przypadku diagnostyki wspartej modelowo [5], model referencyjny reprezentuje poprawną pracę urządzenia, a odpowiednie wielkości symulowane porównywane są z mierzonymi. Powstające różnice zwane residuami (rys. 3) są wskazówkami odnośnie istnienia błędów (uszkodzeń) w układzie.

W przypadku diagnostyki obiektów technicznych zazwyczaj problemem jest określenie odpowiednio dokładnego modelu pracy maszyny. Modelem takim może być model matematyczny, opisujący za pomocą różniczkowych równań ruchu zachowanie maszyny, model degradacyjno-zmęczeniowy, funkcjonalny lub też model opisujący cechy osobnicze obiektu w stanie początkowym (zdatnym do pracy).



Rys. 3. Schemat procesu generowania sygnału residualnego

Najprostszym modelem może być w szczególnym przypadku wartość stała (model stopnia zerowego) [6]. W przypadku takiego modelu istotne jest uwzględnienie zależności wielkości parametru od aktualnego rodzaju pracy oraz czasu eksploatacji maszyny (rys. 4). W zależności od nich należy również dobrać odpowiednie algorytmy oceny stanu technicznego maszyny. Można też określić wartości progowe powyżej których konieczne będzie korzystanie z diagnostyki wspartej modelowo zależne od czasu eksploatacji i unikalne dla każdego rodzaju pracy.



Rys. 4. Określanie progowej wartości generacji residuów w zależności od rodzaju pracy i czasu eksploatacji

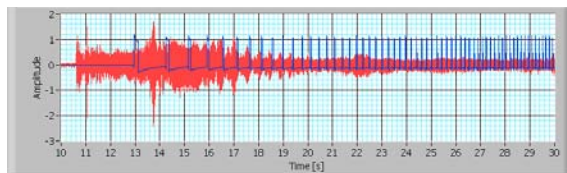
4.2. Stany pracy niestacjonarnej

Jak wspomniano powyżej do stanów niestacjonarnych można zaliczyć przede wszystkim rozruch i wybieg maszyny. Analiza pracy niestacjonarnej podczas rozruchu i wybiegu pozwala na obserwację jej zachowania w czasie pracy ze zmienną prędkością obrotową, co powoduje dodatkowe pobudzenia odpowiedzi układu podczas przechodzenia przez kolejne rezonanse konstrukcji. Dodatkowo, podczas rozruchu zwykle występują

przeciążenia pozwalające na obserwację podatności i luzów na sprzęgłach i łożyskach. Aby móc obserwować te zjawiska konieczne jest zastosowanie odpowiednich metod analizy sygnałów. Poniżej przedstawiono wybrane metody analizy pracy niestacjonarnej, szczególnie użyteczne do zastosowania w autonomicznym układzie diagnostycznym.

4.2.1. Analiza zmian prędkości obrotowej

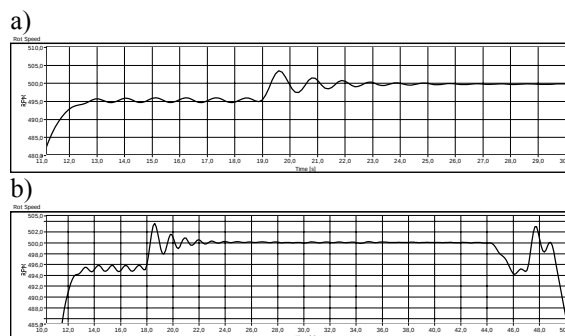
Pomiaru chwilowej prędkości obrotowej można dokonać poprzez rejestrację i analizę impulsów znacznika fazy związanego z obracającym się wałem (rys. 5). Zazwyczaj, z uwagi na prostotę konstrukcji, łatwość montażu i małą awaryjność, stosuje się do tego celu czujniki indukcyjne. Jeżeli zależy nam na większej dokładności pomiaru, można wymusić generację impulsu znacznika kilka razy na jeden obrót wału. Należy w takim przypadku uwzględnić możliwość do uzyskania tolerancję kątową ustawienia na wale elementów metalowych (o dużej indukcyjności) wymuszających impulsy oraz porównać ją ze spodziewanymi chwilowymi zmianami prędkości gdyż jak wynika z doświadczeń autorów, odpowiednio wysoka dokładność ich ustawienia może być niemożliwa do uzyskania w warunkach przemysłowych. Lepszym rozwiązaniem, aczkolwiek trudniejszym w realizacji z uwagi na konieczność dostępu do końca wału, jest wykorzystanie enkoderów inkrementalnych.



Rys. 5. Przebieg przyspieszeń drgań korpusu i znacznika położenia wału podczas rozruchu maszyny

Enkodery, przypominające wyglądem prądniczki tachometryczne, są kompletnymi, zabudowanymi układami mechaniczno-elektrycznymi stosowanymi w automatyce przemysłowej do pozycjonowania elementów obrotowych z dużą dokładnością potrafiącymi generować od kilku do kilkudziesięciu tysięcy (np. 25600) prostokątnych impulsów elektrycznych TTL lub 24V na jeden obrót. Mocowane są do wolnego czopa wału za pomocą małych sprzęgieł o dużej sztywności skrętnej.

Pomiar zmian prędkości obrotowej podczas rozruchu dla przypadku napędu synchronicznego pozwala na analizę prawidłowości i czasu trwania procesu synchronizacji silnika. W przypadku niepowodzenia tego procesu pozwala na określenie jego przyczyn. Na rys. 6a przedstawiono przykładowy przebieg zmian prędkości obrotowej podczas prawidłowego rozruchu synchronicznego napędu dużej mocy zaś na rys. 6b analogiczny rozruch zakończony utratą synchronizacji i zatrzymaniem maszyny.



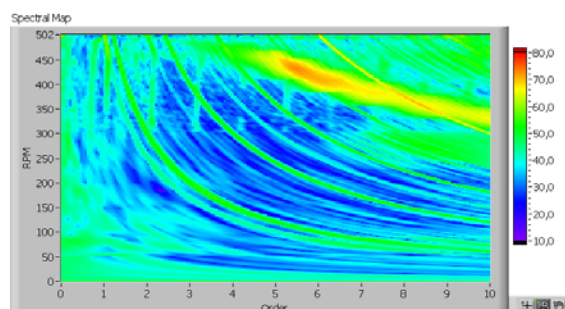
Rys. 6. Analiza zmian prędkości obrotowej podczas prawidłowego (a) i nieprawidłowego (b) rozruchu synchronicznego

4.2.2. Analiza zmian prądu rozruchowego

W przypadku napędów dużej mocy możliwość pomiaru prądu rozruchowego pozwala na ocenę zarówno stanu technicznego samego napędu, jak też na ocenę oporów tarcia i sił bezwładności całego układu. Z uwagi na występowanie w obwodach dużych napięć konieczne jest zastosowanie izolacji galwanicznej pozwalającej na pewne (bezpieczne) odseparowanie torów pomiarowych od badanego obiektu.

4.2.3. Analiza przyspieszeń drgań korpusu

Z uwagi na niestacjonarność procesu rozruchu/wybiegu niemożliwe jest zastosowanie do jego oceny klasycznej analizy widmowej. Analiza częstotliwościowa musi w takim przypadku uwzględniać chwilowe zmiany prędkości obrotowej. Najlepiej do tego celu zastosować analizę rzędów (rys. 7) przeprowadzaną z wykorzystaniem opisanego w podrozdziale 4.2.1 znacznika fazy. Obserwacja zmian poziomu poszczególnych harmonicznych przy zmiennej prędkości obrotowej pozwala na określenie częstotliwości rezonansowych układu. Zmiana ich położenia świadczyć będzie o zmianie sztywności (lub masy) odpowiednich elementów obiektu. Niestety z uwagi na duże rozmiary struktur danych i długi czas obliczeń zastosowanie analizy rzędów w układzie automatycznej diagnostyki jest znacznie utrudnione.



Rys. 7. Wyniki analizy rzędów dokonanej podczas rozruchu (patrz rys. 5)

W podanym przykładzie, analiza rozruchu trwającego ok. 50 sekund powoduje wygenerowanie mapy o rozmiarze 6000x500 dla każdego kanału drganiowego. Alternatywą jest obserwacja zmienności poziomu wybranych harmonicznym podczas zmiany prędkości obrotowej, pozwalająca na lokalizację rezonansów konstrukcji.

Prostsza metodą jest obserwacja wartości szczytowej przyspieszeń drgań podczas rozruchu lub określenie maksymalnego uderzenia występującego w tym okresie. Na tej podstawie można wnioskować o stanie sprzęgieł w układzie napędowym, a także o luzach na łożyskach wałów.

4.3. Stany pracy stacjonarnej

W przypadku pracy stacjonarnej można stosować klasyczną, wąskopasmową analizę widmową, pozwalającą na obserwację charakterystycznych częstotliwości związanych z kinematyką maszyny (częstotliwości obrotowe wałów, częstotliwości zazębienia, łopatkowe itd.) oraz częstotliwości charakterystycznych dla występowania poszczególnych uszkodzeń np. częstotliwości uszkodzeń łożysk. Szczegółowe informacje pozwalające na określenie tych częstotliwości można znaleźć w pozycji [7] oraz na stronach internetowych producentów łożysk. Analiza pasm wokół częstotliwości łopatkowych i zazębienia pozwala na określenie stopnia zużycia tych elementów, gdyż ich postępująca degradacja powoduje powstawanie zjawisk modulacyjnych. Z kolei poziom kolejnych harmonicznym częstotliwości obrotowej wału niesie informację o deformacjach wału oraz stanie sprzęgła napędowego (patrz tabela I). Z uwagi na możliwość wystąpienia chwilowych zmian prędkości obrotowej, powodujących „rozmycie” prążków widmowych, zazwyczaj zamiast klasycznej analizy widmowej stosuje się analizę rzędów wykonywaną z uwzględnieniem położenia kąтового wału [8]. Autorzy wykonując analizę rzędów zazwyczaj korzystają z opisanej w [9] metody synchronicznego uśredniania widma polegającej na przepróbkowaniu (resamplingu) fragmentów sygnału odpowiadających poszczególnym obrotom w taki sposób aby uzyskać jednakową długość obrotów wyrażoną w liczbie próbek. Następnie kolejne takie fragmenty są uśredniane co pozwala na uzyskanie uśrednionego przebiegu pojedynczego obrotu wału który można poddać transformacji Fouriera uzyskując uśrednione widmo o rozdzielczości odpowiadającej pojedynczemu rzędowi (częstotliwość obrotowa). Na wykresie widmo takie ma zatem postać histogramu amplitud odpowiadających poszczególnym częstotliwościom. Zaletą tej metody jest możliwość porównywania zmian uśrednionych przebiegów w czasie pracy maszyny oraz łatwy dostęp do rzeczywistego poziomu poszczególnych harmonicznym (brak rozmycia widma), natomiast wadą eliminacja częstotliwości nie będących wielokrotnością

częstotliwości obrotowej (np. częstotliwości charakterystyczne dla uszkodzeń łożysk).

Poniżej w tabeli 2 zebrano typowe błędy wykonania i montażu związane z pracą maszyny wirującej, składającej się z silnika elektrycznego i wału wirnika połączonych sprzęgłem podatnym. W tabeli 2 X oznacza częstotliwość obrotową wału (rząd) zaś znakiem ++ oznaczono podwyższony (lub znacznie podwyższony) poziom składowej sygnału o odpowiedniej częstotliwości.

Oprócz widma, użyteczną informację diagnostyczną niosą takie estymaty sygnału jak RMS, wartość szczytowa i współczynnik szczytu.

Tab. 2. Zestawienie błędów wykonania i montażu

	Kierunek promieniowy		Kierunek poosiowy	
	Łożysko I	Łożysko II	Łożysko I	Łożysko II
Niewyrównoważenie statyczne wirnika	1X++	1X++	-	-
Niewyrównoważenie, wirnik przewieszony	-	1X++	-	1X++
Bicie promieniowe	1X++	1X++	-	-
Niewspółosiowość wałów	1X+ 2X++	1X+ 2X++	1X 2X	1X 2X
Przekoszenie kątowe wałów	1X+ 2X+ 3X	1X+ 2X+ 3X	1X++ 2X+	2X+ 2X+
Luzy łożyskowe	1X..10X	-	-	-
Luźne mocowanie podpór	1X++	-	1X	-

4.3. Podsumowanie rozdziału 4

Reasumując, skuteczną diagnostykę stanu maszyny wirującej można prowadzić analizując:

- poziom RMS przyspieszeń i prędkości drgań,
- wartość szczytową przyspieszeń i prędkości,
- współczynnik szczytu przyspieszeń i prędkości,
- poziom drgań pierwszych trzech harmonicznym prędkości obrotowej (analiza synchroniczna),
- widmo prędkości i przyspieszeń drgań,
- temperaturę łożysk,
- temperaturę uzwojeń silnika,
- prąd rozruchowy silnika,
- chwilowe zmiany prędkości obrotowej.

Zwłaszcza poziom RMS jest często wykorzystywany do oceny ogólnego stanu maszyny. Norma ISO 2372(10816) i oparta na niej Polska Norma PN-90/N-01358 określają zalecane dopuszczalne poziomy RMS prędkości drgań w zależności od wielkości maszyny. Wielkości te można wykorzystać jako pierwsze przybliżenie przy określaniu wartości granicznych. Z uwagi na to, że zazwyczaj w torach pomiarowych stosuje się przetworniki przyspieszeń drgań, a przy obserwacji niskich częstotliwości korzystniejsza jest obserwacja prędkości drgań, konieczne jest zaimplementowanie w systemie algorytmu całkowania numerycznego.

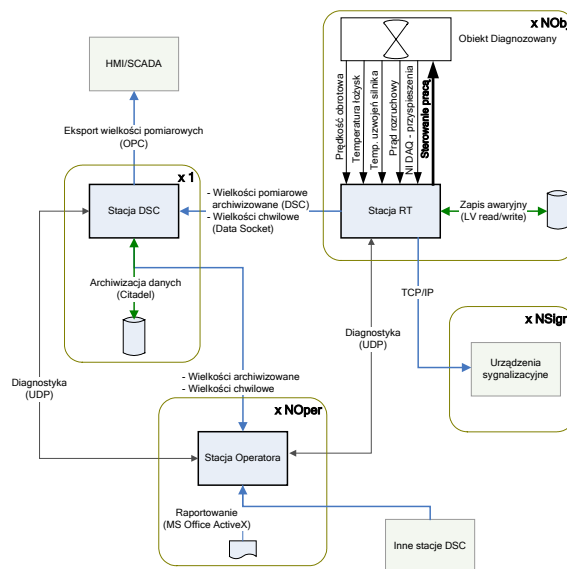
5. PROBLEM DOBORU WŁAŚCIWEJ PLATFORMY SPRZĘTOWO-PROGRAMOWEJ AUTONOMICZNEGO UKŁADU DIAGNOSTYCZNEGO

Prawidłowy dobór platformy sprzętowo-programowej użytej do budowy autonomicznego układu diagnostycznego jest niezwykle istotny dla czasu tworzenia aplikacji i jej prawidłowego oraz bezawaryjnego działania. Zgodnie z uwagami zawartymi we wstępie pracy sterownik programowany użyty do budowy musi spełniać szereg warunków:

1. Szybkość działania (między innymi zegar procesora) dostosowana do implementowanych algorytmów diagnostycznych i uwzględniająca ilość jednocześnie przetwarzanych kanałów. Wiąże się z tym rozmiar pamięci operacyjnej systemu. Wielkości te muszą być prawidłowo oszacowane przed przystąpieniem do tworzenia systemu, gdyż zbyt mała ilość zasobów systemowych może utrudniać tworzenie i działanie systemu. Z kolei „przewymiarowany” kontroler podraża niepotrzebnie jego koszty.
2. System operacyjny sterownika powinien być systemem czasu rzeczywistego. Wykluczone jest korzystanie z systemu Windows z uwagi na jego awaryjność i nieprzewidywalność działania menadżerów zadań i pamięci. Autorzy stosują do budowy systemów platformę komputerów przemysłowych PXI/RT (PCI eXtensions for Instrumentation / Real Time) produkcji National Instruments. Gama dostępnych w niej procesorów rozciąga się od niskobudżetowego Pentium 266MHz aż do Pentium M 760 2GHz.
3. Możliwość łatwego programowania w językach wysokiego poziomu. Łatwość programowania systemu przekłada się w prosty sposób zarówno na czas niezbędny do jego budowy jak i na późniejszą bezawaryjną pracę. Autorzy do tworzenia systemów wykorzystują język graficzny LabView firmy National Instruments zintegrowany ze stosowaną platformą sprzętową.
4. Odpowiednio wysoka częstotliwość próbkowania sygnałów dynamicznych (zazwyczaj 5-10kHz) i wyposażenie torów pomiarowych w filtry antyaliasingowe. Należy zwrócić uwagę na sposób działania przetworników analogowo cyfrowych a w szczególności sposób próbkowania. Spotyka się dwie wersje kart: multipleksowane, w których jeden przetwornik A/D obsługuje kolejno wszystkie kanały i tzw. Sample & Hold w których sygnał jest „zatraskiwany” w tej samej chwili na wszystkich kanałach pomiarowych a następnie jest dokonywana jego konwersja liczbową. Pierwszy rodzaj kart może uniemożliwić lub utrudnić analizę wzajemną kanałów pomiarowych z uwagi na ich przesunięcie w czasie, natomiast karty drugiego rodzaju, pozbawione tej wady, są znacząco droższe. W przypadku kart multipleksowanych

producenci zazwyczaj podają maksymalną częstotliwość próbkowania przetwornika A/D zatem największa częstotliwość próbkowania karty zależy od ilości wykorzystanych kanałów (im więcej tym mniejsza).

5. Możliwość współpracy z różnego typu przetwornikami pomiarowymi począwszy od przetworników w standardzie ICP i mostków tensometrycznych do pomiaru obciążenia, a na przetwornikach typowych dla układów automatyki przemysłowej (0-5mA, 4-20mA) i cyfrowych skończywszy. Korzystne jest stosowanie wymiennych modułów przetworników (kart pomiarowych), gdyż pozwala to na łatwą rozbudowę systemu lub ich wymianę w przypadku uszkodzenia.
6. Liczba wejść sygnałowych i sygnałów sterujących pracą maszyny dopasowana do diagnozowanej maszyny (zazwyczaj powyżej 10).
7. Odporność na warunki otoczenia, a w szczególności drgania i zarówno wysoką jak i niską temperaturę otoczenia.
8. Możliwość pracy w sieci TCP/IP co pozwala na integrację systemu w sieciowy e-system nadzoru maszyn całego zakładu (rys. 8) oraz pozwala na wymianę informacji z ekspertami zewnętrznymi.
9. Cały autonomiczny system diagnostyczny musi być wyposażony w zasilacz awaryjny (UPS) zintegrowany z oprogramowaniem systemu.



Rys. 8. Możliwość integracji autonomicznych układów diagnostycznych w e-system nadzoru maszyn

6. WNIOSKI

Celem pracy było przedstawienie warunków i procedur zbierania, przetwarzania i wykorzystania informacji diagnostycznej umożliwiających zmniejszenie ryzyka w systemie technicznym. Obecnie występujące systemy są coraz bardziej

rozbudowane i skomplikowane, magazynują i przetwarzają coraz większe ilości dóbr i energii. Występujące uszkodzenia mogą powodować coraz to większe skutki zarówno dla samych dóbr, środowiska oraz zdrowia i życia ludzi. Wynika stąd konieczność opracowania nowych zabezpieczeń i związanych z nimi nowych metod detekcji sygnałów. Zmienia się również organizacja systemów diagnostycznych i eksploatacyjnych, pojawia się zarządzanie utrzymaniem. Wszystkie te procesy są ze sobą ściśle powiązane i wpływają na podjęcie konkretnych decyzji.

Obecne systemy eksploatacyjne mają za zadanie przewidywanie stanu obiektu, problemów i odpowiednich reakcji w przyszłości. System taki jest bardzo rozbudowany, ma przed sobą wiele zadań, co wiąże się z dużymi kosztami. W celu usprawnienia systemów eksploatacyjnych dąży się do powstania tzw. autonomicznych struktur logistycznych. Struktura taka wymaga aby obiekt był na bieżąco poddawany diagnozie przez własny system diagnostyczny. Informacje te są przekazywane do bazy danych a po uwzględnieniu wymagań eksploatacyjnych i prognoz są podejmowane decyzje o potrzebie wykonania kolejnych pomiarów, ewentualnych naprawach, jednocześnie są wykonywane symulacje dalszego rozwoju uszkodzenia oraz jego skutków.

Bardzo ważne jest aby modele symulacyjne wiernie oddawały zachowanie systemu dlatego powinny uwzględniać informacje o aktualnym stanie obiektu.

W pracy przedstawiono również problemy występujące przy doborze właściwej platformy sprzętowo-programowej oraz założenia wykorzystania informacji diagnostycznej w zagadnieniu minimalizacji ryzyka technicznego

Praca naukowa finansowana ze środków Komitetu Badań Naukowych w latach 2003-2005 jako projekt badawczy.

LITERATURA

- [1] Cronkhite J. D. Practical application of health and usage monitoring (HUMS) to helicopter rotor, engine and drive systems. AHS 49th Annual Forum, May 19-21, 1993 Str. Luis, MO, USA.
- [2] Stevens P. W., Hall D. L., Smith E. C. Multidisciplinary approach to rotorcraft health and usage monitoring. American Helicopter Society, 52nd Annual Forum, June 4-6, 1996, Washington, DC, USA.
- [3] Koç, M. and J. Lee, A System Framework for Next-Generation E-Maintenance System, EcoDesign, 2001, Second International Symposium on Environmentally Conscious Design and Inverse Manufacturing, Tokyo Big Sight, Tokyo, Japan, Dec. 11-15, 2001.
- [4] Kościelny J. M., Diagnostyka zautomatyzowanych procesów przemysłowych, Akademicka Oficyna Wydawnicza Exit, Warszawa 2000.
- [5] Mączak J.: The use of simulational models in autonomous diagnostic units, Diagnostyka Vol 30 /2, 2004, , Proc. of 3rd International Congress of Technical Diagnostics DIAGNOSTICS '2004, Poznań, Sept. 6-9, 2004, str. 15-18.
- [6] Barszcz T.: Koncepcja monitorowania i diagnostyki maszyn wirujących małej i średniej mocy, Diagnostyka Vol.35, 2005, str. 49-56.
- [7] Żółtowski B., Cempel. C. i inn. Inżynieria Diagnostyki Maszyn, PTDT/ITE, Warszawa, Bydgoszcz, Radom 2004, str. 529-544
- [8] Gade S., Herlufsen H. i inn., Order Tracking Analysis, Bruel&Kjaer, Technical Review no 2, 1995.
- [9] Mączak J.: Wykorzystanie Zjawiska Modulacji Sygnału Wibroakustycznego w diagnozowaniu przekładni o zębach śrubowych. Rozprawa doktorska, Politechnika Warszawska, 1998.



Dr inż. Jędrzej MĄCZAK jest adiunktem w Instytucie Podstaw Budowy Maszyn Politechniki Warszawskiej. W pracy naukowej zajmuje się diagnostyką maszyn, modelowaniem matematycznym układów napędowych i metodami analizy sygnałów wibroakustycznych



Mgr inż. Arkadiusz ROSZCZEWSKI ukończył Wydział Fizyki Technicznej i Matematyki Stosowanej Politechniki Warszawskiej na specjalności Fizyka Komputerowa. Interesuje się automatyką przemysłową i zagadnieniami sztucznej inteligencji. Obecnie zajmuje się zagadnieniami telewizji cyfrowej i automatyki przemysłowej.

O METODACH ŚLEPEGO PRZETWARZANIA SYGNAŁÓW DIAGNOSTYCZNYCH

Jacek DYBAŁA

Politechnika Warszawska, Wydział Samochodów i Maszyn Roboczych, Instytut Podstaw Budowy Maszyn
ul. Narbutta 84, 02-524 Warszawa, fax: 022-660-86-22, e-mail: jdybala@simr.pw.edu.pl

Streszczenie

W artykule przedstawiono metody ślepego przetwarzania sygnałów traktując je jako interesujące sposoby wyodrębniania sygnałów informacyjnych i eliminacji zakłóceń. Zaprezentowano różne modele propagacji i mieszania sygnałów oraz różne metody rekonstrukcji tych sygnałów przy pomocy odpowiednich sieci neuronowych. W końcowej części artykułu omówiono problemy związane z zastosowaniem tych metod w diagnostyce technicznej i przedstawiono pewne modyfikacje i rozszerzenia klasycznego ślepego przetwarzania sygnałów dostosowujące przedstawione podejście do specyfiki diagnozowania obiektów technicznych.

Słowa kluczowe: ślepe przetwarzanie sygnałów, ślepa separacja sygnałów, analiza składników niezależnych, sieci neuronowe.

ABOUT METHODS THE BLIND PROCESSING OF DIAGNOSTIC SIGNALS

Summary

The article presents methods of blind signal processing, which make possible the separation the informative signals and the elimination of disturbances. Different models of propagation and mixing of signals are presented and different methods of reconstruction of source signals with use of neural networks are showed. In last section of article, problems related with application of mentioned methods in technical diagnostics are discussed. Also some modifications and extensions of classical blind signal processing are showed, adapting presented approach to peculiarity of diagnosing of technical objects.

Keywords: Blind Signal Processing, Blind Source Separation, Independent Component Analysis, neural networks.

1. WSTĘP

Diagnostyka nieinwazyjna wykorzystuje jako nośnik informacji o stanie obiektu sygnały generowane podczas jego funkcjonowania. Rejestrowane sygnały diagnostyczne są zazwyczaj złożone z wielu generowanych przez obiekt sygnałów a forma tego „złożenia” może być różna. Sygnały, generowane „głęboko” w obiekcie, na swojej drodze do punktu pomiarowego napotykają na różne elementy tego obiektu, które zniekształcają postać tych sygnałów. Postać rejestrowanego sygnału zależy w dużej mierze od sposobu propagacji poszczególnych sygnałów od ich źródeł do punktu pomiarowego oraz od związanego z pomiarem zakłócenia i może być, w ogólnym przypadku, bardzo skomplikowana.

Rzeczywiste sposoby propagacji sygnałów w układach mechanicznych są często nieliniowe, gdzie o nieliniowości decydują własności reologiczne materiału, występowanie luzów i nieliniowość charakterystyk sprężystych elementów. Ograniczone możliwości analizy

nieliniowych sposobów propagacji skłaniają jednak do stosowania liniowych modeli lub wykorzystywania procedur linearyzacji. Rozpatrywanie układów jako liniowych ma sens z uwagi na to, że istnieje duża klasa obiektów mechanicznych, które, z dopuszczalną dla praktyki dokładnością, mogą być reprezentowane przez modele liniowe. Przyjmując liniowe modele propagacji sygnałów mamy do czynienia z sytuacją, w której rejestrowane sygnały są superpozycją sygnałów generowanych przez obiekt podczas jego funkcjonowania. Przyjęte założenia są bardzo upraszczające i mogą być kwestionowane przez zwolenników złożoności otaczającej nas rzeczywistości. Nie zmienia to w niczym faktu, że to właśnie proste modele liniowe okazują się często zdumiewająco przydatne w rozwiązywaniu różnych praktycznych zagadnień.

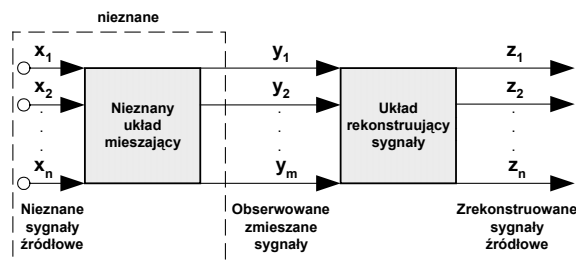
Zazwyczaj tylko niektóre z sygnałów składających się na zarejestrowany sygnał są tymi sygnałami, które chcemy analizować. Zakłócenia zarejestrowane wraz z sygnałem informacyjnym obciążają dalsze etapy procesu diagnostycznego

utrudniając postawienie poprawnej diagnozy. Wydobycie diagnostycznie użytecznej informacji z zarejestrowanego sygnału wymaga przeprowadzenia określonej separacji (rozdzielenia) sygnału informacyjnego (użytecznego) i sygnałów zakłócających.

Wśród różnych metod i technik eliminacji zakłóceń uwagę zwracają metody ślepego przetwarzania sygnałów (ang. Blind Signal Processing - BSP) realizujące separację nieznanych sygnałów przy jednoczesnym braku informacji o sposobie ich zmieszania.

2. ŚLEPE PRZETWARZANIE SYGNAŁÓW

Zadanie ślepego przetwarzania sygnałów sformułowane jest następująco: mając do dyspozycji sygnały $Y(t)$ rejestrowane przez sensory zbierające informacje o obiekcie poddajemy je przetwarzaniu prowadzącemu do uzyskania sygnałów $Z(t)$ będących odtworzeniem (rekonstrukcją) źródłowych (pierwotnych) sygnałów $X(t)$ obserwowanego obiektu (rys. 1).



Rys. 1. Schemat ilustrujący ślepe przetwarzanie sygnałów

Pojęcie sygnału źródłowego można traktować szeroko (w sensie sygnału informacyjnego lub zakłócającego). Istotne jest założenie, że zarówno sygnały źródłowe jak i sposób ich zmieszania pozostają dla obserwatora nieznane. Ta niepełna informacja skłania do nazwania problemu „ślepy”.

Zgodnie z poprzednimi rozważaniami, przyjmijmy w uproszczeniu, że sygnały źródłowe są liniowo mieszane lub filtrowane. Konsekwencją przyjęcia pewnych założeń co do sposobu liniowego mieszania się sygnałów źródłowych jest stosowanie różnych modeli propagacji sygnałów i różnych metod separacji i wyodrębniania sygnałów źródłowych.

Ciekawą narzędziem realizacji układu rekonstruującego sygnały źródłowe wydają się być sieci neuronowe Heralta – Juttena [9, 10]. Sieci Heralta – Juttena są sieciami liniowymi, samouczącymi się (ang. unsupervised learning) o algorytmach uczenia opartych na uogólnionej regule Hebba. Samouczenie jest możliwe dzięki istnieniu redundancji w sygnałach sieci (obserwowane sygnały są superpozycjami sygnałów źródłowych). Sieci wykrywają powiązania korelacyjne między sygnałami i na tej podstawie

modyfikują swoje wagi. Struktura sieci neuronowych Heralta – Juttena może mieć postać rekurencyjną lub jednokierunkową.

3. SEPARACJA ZMIESZANYCH SYGNAŁÓW

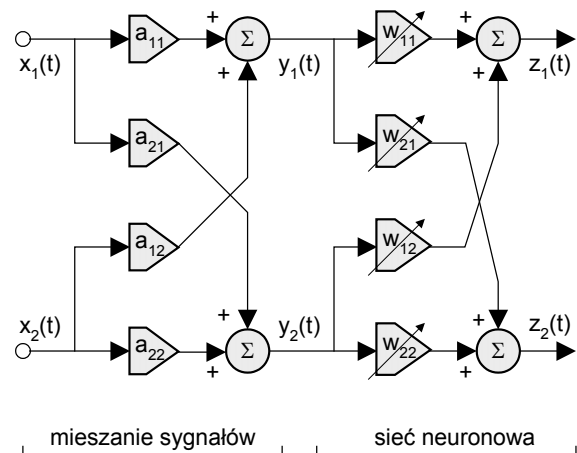
W najprostszym przypadku, obserwowane sygnały $Y(t)$ są liniową kombinacją nieznanych, statystycznie niezależnych sygnałów $X(t)$ o zerowych wartościach średnich:

$$y_i(t) = \sum_{j=1}^n a_{ij} \cdot x_j(t) \quad (3.1)$$

gdzie: a_{ij} - współczynnik zmieszania uwzględniający udział wagowy sygnału $x_j(t)$ w sygnale wyjściowym $y_i(t)$ i-tego sensora. Innymi słowy, sygnały rejestrowane przez zespół sensorów są ważonymi sumami (liniowymi superpozycjami) pierwotnych sygnałów źródłowych.

Schemat (opisany układem równań 3.2) prostego przypadku mieszania sygnałów oraz sieci neuronowej realizującej rekonstrukcję sygnałów przedstawiono na rysunku 2.

$$\begin{cases} y_1(t) = a_{11} \cdot x_1(t) + a_{12} \cdot x_2(t) \\ y_2(t) = a_{22} \cdot x_2(t) + a_{21} \cdot x_1(t) \\ z_1(t) = w_{11} \cdot y_1(t) + w_{12} \cdot y_2(t) \\ z_2(t) = w_{22} \cdot y_2(t) + w_{21} \cdot y_1(t) \end{cases} \quad (3.2)$$



Rys. 2. Schemat mieszania sygnałów i sieci neuronowej rekonstruującej sygnały

Istnieją dwa równorzędne rozwiązania tak postawionego zadania separacji.

Przypadek I:

$$\text{jeśli} \quad \begin{cases} \frac{w_{12}}{w_{11}} = -\frac{a_{12}}{a_{22}} & ; a_{22} \neq 0 \\ \frac{w_{21}}{w_{22}} = -\frac{a_{21}}{a_{11}} & ; a_{11} \neq 0 \end{cases} \quad (3.3)$$

wówczas

$$\begin{cases} z_1(t) = \frac{a_{11} \cdot a_{22} - a_{12} \cdot a_{21}}{a_{22}} \cdot w_{11} \cdot x_1(t) \\ z_2(t) = \frac{a_{11} \cdot a_{22} - a_{12} \cdot a_{21}}{a_{11}} \cdot w_{22} \cdot x_2(t) \end{cases} \quad (3.4)$$

Przypadek II:

$$\text{jeśli} \begin{cases} \frac{w_{12}}{w_{11}} = -\frac{a_{11}}{a_{21}} ; a_{21} \neq 0 \\ \frac{w_{21}}{w_{22}} = -\frac{a_{22}}{a_{12}} ; a_{12} \neq 0 \end{cases} \quad (3.5)$$

wówczas

$$\begin{cases} z_1(t) = \frac{a_{12} \cdot a_{21} - a_{11} \cdot a_{22}}{a_{21}} \cdot w_{11} \cdot x_2(t) \\ z_2(t) = \frac{a_{12} \cdot a_{21} - a_{11} \cdot a_{22}}{a_{12}} \cdot w_{22} \cdot x_1(t) \end{cases} \quad (3.6)$$

W obu przypadkach na wyjściach sieci pojawiają się sygnały proporcjonalne tylko do jednego z sygnałów źródłowych $\mathbf{X}(t)$. Istnieje jednak możliwość pojawienia się rozseparowanych sygnałów niekoniecznie w takiej kolejności w jakiej występowały sygnały źródłowe. Rozwiązaniem zadania separacji jest wobec tego uzyskanie oryginalnych sygnałów źródłowych ale przeskalowanych oraz mogących występować w innej kolejności niż sygnały źródłowe.

Problem uzyskania sygnałów $\mathbf{Z}(t)$ będących rekonstrukcją źródłowych sygnałów $\mathbf{X}(t)$ nazywany jest ślepą separacją sygnałów (ang. Blind Source Separation - BSS) i/lub analizą składników niezależnych (ang. Independent Component Analysis - ICA) [5].

Separacja sygnałów jest możliwa pod warunkiem odpowiedniego doboru wag sieci w_{ij} . Konieczne jest zatem określenie sposobu uzyskiwania właściwych wartości wag (zdefiniowanie algorytmu uczenia sieci neuronowej). Spośród kilku algorytmów uczenia wyróżnia się algorytm Cichockiego-Moszczyńskiego [11, 13], którego zapis w postaci macierzowej jest następujący:

$$\frac{d\mathbf{W}(t)}{dt} = \mu(t) \cdot [\mathbf{I} - f[\mathbf{z}(t)] \cdot g^T[\mathbf{z}(t)]] \cdot \mathbf{W}(t) \quad (3.7)$$

gdzie:

- $\mathbf{W}(t) = \begin{bmatrix} w_{11}(t) & w_{12}(t) \\ w_{21}(t) & w_{22}(t) \end{bmatrix}$ jest macierzą wag,
- $\mathbf{I} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}$ jest macierzą jednostkową,
- $f(z)$ i $g(z)$ to nieparzyste nieliniowe funkcje, przy czym jedna z nich jest typu wypukłego, a druga

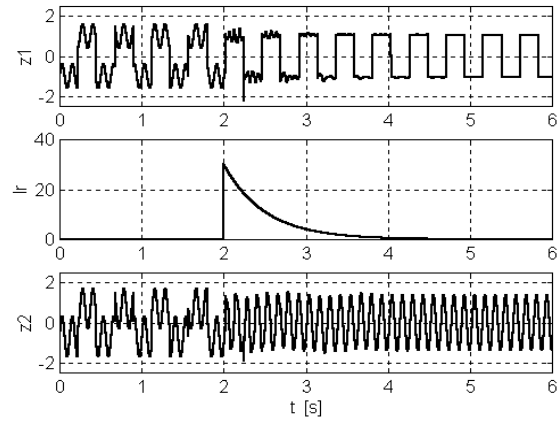
typu wklęsłego [popularny wybór tych funkcji to: $f(z) = z^3$, $g(z) = \arctg(z)$],

- $\mathbf{z}(t) = \begin{bmatrix} z_1(t) \\ z_2(t) \end{bmatrix}$ jest wektorem sygnałów

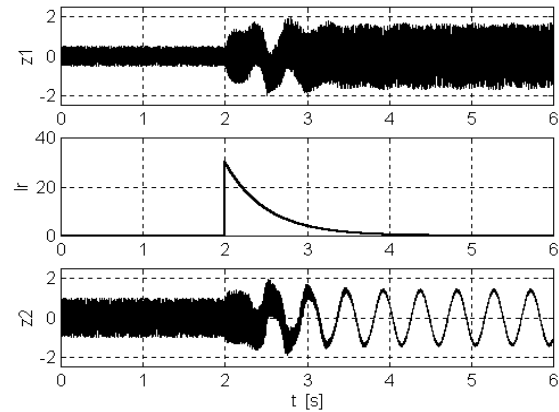
wyjściowych sieci,

- $\mu(t)$ oznacza współczynnik uczenia (ang. learning rate) sieci neuronowej [w najprostszym rozwiązaniu jest to funkcja wykładnicza czasu postaci: $\mu(t) = \alpha \cdot e^{-\beta t}$, o wartościach α i β dobieranych indywidualnie dla poszczególnych przypadków].

Przykłady separacji symulowanych sygnałów przedstawiono na rysunkach 3 i 4.



Rys. 3. Przykład separacji sygnałów (wraz ze zmianą współczynnika uczenia - lr)



Rys. 4. Przykład separacji sygnałów (wraz ze zmianą współczynnika uczenia - lr)

Przez pierwsze dwie sekundy sieć neuronowa jest nieaktywna (współczynnik uczenia jest równy zero). Możemy przez ten okres obserwować na wyjściach sieci sygnały z czujników, gdyż w tym czasie $z_1(t) = y_1(t)$ i $z_2(t) = y_2(t)$. Po upływie dwóch sekund startuje algorytm uczenia sieci neuronowej, następuje separacja sygnałów i na wyjściach sieci neuronowej pojawiają się zrekonstruowane sygnały źródłowe.

Symulacje komputerowe wykazały, że separacja jest w dużej mierze uniezależniona od stosunku

amplitud sygnałów źródłowych i od stopnia uwarunkowania macierzy reprezentującej układ [7, 8, 14]. Dodatkową cechą tego algorytmu jest samonormalizacja sygnałów wyjściowych $\mathbf{Z}(t)$, sprowadzająca je do amplitudy bliskiej jedności.

4. SEPARACJA SPLECIONYCH SYGNAŁÓW

Separacja splecionych sygnałów jest naturalnym rozszerzeniem lub generalizacją separacji zmieszanych sygnałów. Przyjmujemy, że obserwowane sygnały $\mathbf{Y}(t)$ są wynikiem zastosowania bardziej skomplikowanego modelu propagacji sygnałów $\mathbf{X}(t)$:

$$\begin{aligned} y_i(t) &= \sum_{j=1}^n \sum_{k=0}^{m_{ij}} a_{ij}^k \cdot x_j(t - d_{ij}^k) \\ &= \sum_{j=1}^n \mathbf{A}_{ij}(t) * x_j(t) \end{aligned} \quad (4.1)$$

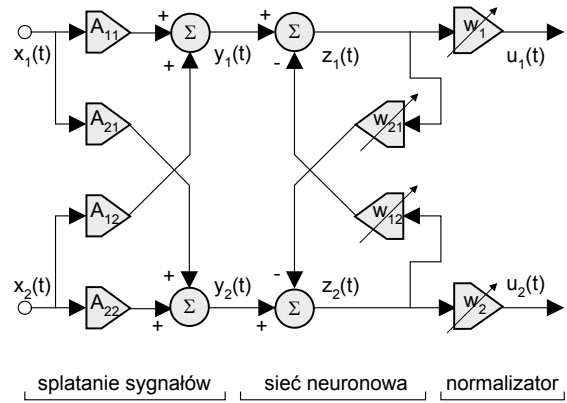
gdzie:

- m_{ij} - rząd filtru o skończonej odpowiedzi impulsowej SOI (ang. FIR – finite impulse response).
- a_{ij}^k - współczynnik zmieszania określający udział wagowy sygnału $x_j(t)$, docierającego do i-tego sensora z opóźnieniem d_{ij}^k , w sygnale wyjściowym $y_i(t)$ tego sensora (k-ty współczynnik filtru SOI),
- $\mathbf{A}_{ij}(t)$ - odpowiedź impulsowa filtru SOI znajdującego się między j-tym „źródłem” a i-tym sensorem,
- * -operator oznaczający splot (symbol splatania lub mnożenia splotowego).

Zatem, w stosunku do poprzedniego modelu propagacji sygnałów $\mathbf{X}(t)$, dokonano uogólnienia współczynników zmieszania do filtrów SOI. Liczba dróg propagacji sygnału $x_j(t)$ do i-tego sensora jest równa $m_{ij}+1$ a każda droga charakteryzuje się innym opóźnieniem i tłumieniem sygnału. Taki model mieszania sygnałów, a raczej ich splatania jest już bardziej realistyczny w stosunku do poprzedniego gdyż uwzględnia opóźnienia w propagowaniu się sygnału poszczególnymi drogami propagacji wynikające choćby z wzajemnego usytuowania źródeł i sensorów.

Schemat (opisany układem równań 4.2) prostego przypadku splatania sygnałów oraz sieci neuronowej realizującej rekonstrukcję sygnałów przedstawiono na rysunku 5.

$$\begin{cases} y_1(t) = \mathbf{A}_{11}(t) * x_1(t) + \mathbf{A}_{12}(t) * x_2(t) \\ y_2(t) = \mathbf{A}_{22}(t) * x_2(t) + \mathbf{A}_{21}(t) * x_1(t) \\ z_1(t) = y_1(t) - \mathbf{W}_{12}(t) * z_2(t) \\ z_2(t) = y_2(t) - \mathbf{W}_{21}(t) * z_1(t) \\ u_1(t) = w_1(t) \cdot z_1(t) \\ u_2(t) = w_2(t) \cdot z_2(t) \end{cases} \quad (4.2)$$



Rys. 5. Schemat splatania sygnałów i sieci neuronowej rekonstruującej sygnały

Korzystając z przekształcenia Laplace'a, za pomocą którego można wygodnie opisywać i badać takie układy liniowe (splot oryginałów jest iloczynem ich transformat), otrzymujemy:

$$\begin{cases} Z_1(s) = \mathbf{A}_{11}(s) \cdot X_1(s) + \mathbf{A}_{12}(s) \cdot X_2(s) \\ \quad - \mathbf{W}_{12}(s) \cdot Z_2(s) \\ Z_2(s) = \mathbf{A}_{22}(s) \cdot X_2(s) + \mathbf{A}_{21}(s) \cdot X_1(s) \\ \quad - \mathbf{W}_{21}(s) \cdot Z_1(s) \end{cases} \quad (4.3)$$

Istnieją dwa równorzędne rozwiązania tak postawionego zadania separacji.

Przypadek I:

$$\text{jeśli } \begin{cases} \mathbf{W}_{12}(s) = \frac{\mathbf{A}_{12}(s)}{\mathbf{A}_{22}(s)} ; \mathbf{A}_{22}(s) \neq 0 \\ \mathbf{W}_{21}(s) = \frac{\mathbf{A}_{21}(s)}{\mathbf{A}_{11}(s)} ; \mathbf{A}_{11}(s) \neq 0 \end{cases} \quad (4.4)$$

wówczas

$$\begin{cases} Z_1(s) = \mathbf{A}_{11}(s) \cdot X_1(s) \\ Z_2(s) = \mathbf{A}_{22}(s) \cdot X_2(s) \end{cases} \quad (4.5)$$

Wykonując odwrotne przekształcenie Laplace'a uzyskujemy:

$$\begin{cases} z_1(t) = \mathbf{A}_{11}(t) * x_1(t) \\ z_2(t) = \mathbf{A}_{22}(t) * x_2(t) \end{cases} \quad (4.6)$$

Przypadek II:

$$\text{jeśli } \begin{cases} \mathbf{W}_{12}(s) = \frac{\mathbf{A}_{11}(s)}{\mathbf{A}_{21}(s)} ; \mathbf{A}_{21}(s) \neq 0 \\ \mathbf{W}_{21}(s) = \frac{\mathbf{A}_{22}(s)}{\mathbf{A}_{12}(s)} ; \mathbf{A}_{12}(s) \neq 0 \end{cases} \quad (4.7)$$

wówczas

$$\begin{cases} Z_1(s) = \mathbf{A}_{12}(s) \cdot X_2(s) \\ Z_2(s) = \mathbf{A}_{21}(s) \cdot X_1(s) \end{cases} \quad (4.8)$$

Wykonując odwrotne przekształcenie Laplace'a uzyskujemy:

$$\begin{cases} z_1(t) = \mathbf{A}_{12}(t) * x_2(t) \\ z_2(t) = \mathbf{A}_{21}(t) * x_1(t) \end{cases} \quad (4.9)$$

Stabilność przedstawionej rekurencyjnej sieci neuronowej określa równanie charakterystyczne:

$$1 - \mathbf{W}_{12}(s) \cdot \mathbf{W}_{21}(s) = 0 \quad (4.10)$$

Zwróćmy jednak uwagę, że w obu przypadkach nie jesteśmy w stanie wyeliminować ze zrekonstruowanych sygnałów źródłowych wpływu poszczególnych filtrów SOI zniekształcających postać oryginalnych sygnałów źródłowych (wzór 4.6 i 4.9). Rozważmy zatem sytuację, w której czujniki umieszczone są blisko poszczególnych źródeł sygnałów (w praktyce pomiarowej jest to często spotykany przypadek - zaleca się bowiem umieszczać czujniki możliwie blisko domniemanych lub zidentyfikowanych źródeł sygnałów [3, 6]). Możemy wówczas założyć, że sygnały źródłowe docierają do właściwych im czujników „bezpośrednio” (jedna droga propagacji, brak opóźnień i zmian poziomu sygnału), godząc się w ten sposób z tym, że już nie możemy „głębiej” sięgnąć do źródeł sygnału :

$$\mathbf{A}_{11}(s) = 1 ; \mathbf{A}_{22}(s) = 1 \quad (4.11)$$

W takiej sytuacji akceptowalne fizycznie pozostaje jedynie rozwiązanie pierwsze [8].

Warto zauważyć, że w tym rozwiązaniu rozseparowane sygnały pojawiają się na wyjściach sieci neuronowej w takiej kolejności w jakiej występowały sygnały źródłowe:

$$\begin{cases} z_1(t) = x_1(t) \\ z_2(t) = x_2(t) \end{cases} \quad (4.12)$$

Będzie to jednak możliwe tylko pod warunkiem spełnienia zależności:

$$\begin{cases} \mathbf{W}_{12}(t) = \mathbf{A}_{12}(t) \\ \mathbf{W}_{21}(t) = \mathbf{A}_{21}(t) \end{cases} \quad (4.13)$$

co oznacza konieczność skompensowania przez sieć neuronową wszystkich dróg propagacji sygnałów

zakłócających (zrównoważenia wpływu sygnałów zakłócających działaniem wag i opóźnień sieci).

Odseparowanie tak splecionych sygnałów jest zadaniem znacznie trudniejszym i bardziej złożonym niż odseparowanie zmieszanych sygnałów. Trzeba bowiem określić zarówno sposób doboru wartości wag jak i opóźnień sieci. Problem uzyskania sygnałów $\mathbf{Z}(t)$ będących rekonstrukcją źródłowych sygnałów $\mathbf{X}(t)$ nazywany jest w tym wypadku wielokanałowa ślepą dekonwolucją (rozplataniem) (ang. Multichannel Blind Deconvolution - MBD) [5].

Problem opóźnień często rozwiązywany jest przy pomocy zespołu (banku) opóźnień [12, 15, 16]. Zespół ten (często bardzo liczny, dochodzący nawet do 1500 elementów [2]) pokrywa cały zakres spodziewanego wystąpienia opóźnień a algorytm doboru wag sieci ma za zadanie wybranie z wszystkich dostępnych opóźnień tylko tych, które są naprawdę potrzebne, odrzucając (zerując ich wagi) pozostałe. Istnieje także możliwość adaptacyjnego doboru opóźnień [8, 15, 17].

Wartości wag sieci neuronowej dobierane są wyłącznie w oparciu o algorytm uczenia sieci neuronowej.

Algorytm doboru wartości wag (algorytm uczenia sieci neuronowej) może być oparty na następującym poglądzie: jeśli dany sygnał źródłowy $x_i(t)$ jest zakłócony przez nieskorelowany z nim inny sygnał źródłowy $x_j(t)$, to obserwowany sygnał $y_i(t)$, będący ich liniową superpozycją, ma wyższą energię niż sygnał $z_i(t)$, będący rekonstrukcją źródłowego sygnału $x_i(t)$, ponieważ energie sygnałów $x_i(t)$ i $x_j(t)$ dodają się do siebie [15]. Problem nauki sieci neuronowej sprowadza się zatem w tym wypadku do zagadnienia minimalizacji energii sygnałów wyjściowych sieci (ang. minimum output power).

Jedną z najprostszych metod minimalizacji jest gradientowa metoda największego spadku, poszukująca kolejnego lepszego punktu w kierunku przeciwnym do gradientu funkcji celu w danym punkcie. Algorytm doboru wag sieci neuronowej wygląda wówczas następująco:

$$\frac{dw_{ij}^k}{dt} = \mu_{w_{ij}}^k \cdot z_i(t) \cdot z_j(t - D_{ij}^k) \quad (4.14)$$

gdzie: w_{ij}^k -waga sieci kompensująca współczynnik zmieszania a_{ij}^k , $\mu_{w_{ij}}^k$ -współczynnik uczenia wagi w_{ij}^k , D_{ij}^k -opóźnienie sieci (skojarzone z wagą w_{ij}^k) kompensujące opóźnienie d_{ij}^k (skojarzone ze współczynnikiem zmieszania a_{ij}^k).

Istotny wpływ na szybkość i jakość pracy sieci neuronowej ma współczynnik uczenia μ , który określa jak intensywnie jest nauczanie. Wybranie zbyt małego współczynnika prowadzi do bardzo powolnego procesu uczenia. Z kolei wybór zbyt

dużego współczynnika uczenia powoduje bardzo gwałtowne zmiany wag sieci, co prowadzić może do braku zbieżności procesu uczenia (wartości wag oscylują wokół poszukiwanego rozwiązania). Najefektywniejszy, choć zarazem najbardziej złożony sposób doboru współczynnika uczenia polega na jego adaptacyjnym doborze opartym o postępy procesu nauki. Przykład takiego rozwiązania przedstawiono w pracy [8].

Ponieważ przedstawiony algorytm nie dokonuje normalizacji sygnałów, sieć neuronową można wzbogacić o normalizator, którego zadaniem będzie normalizacja sygnałów wyjściowych $Z(t)$, sprowadzająca je do amplitudy bliskiej jedności. Algorytm normalizacji może mieć następującą postać:

$$\frac{dw_i(t)}{dt} = \mu_N \cdot [1 - \beta \cdot \text{sgn}(u_i(t)) \cdot \arctg(u_i(t))] \cdot w_i(t) \quad (4.15)$$

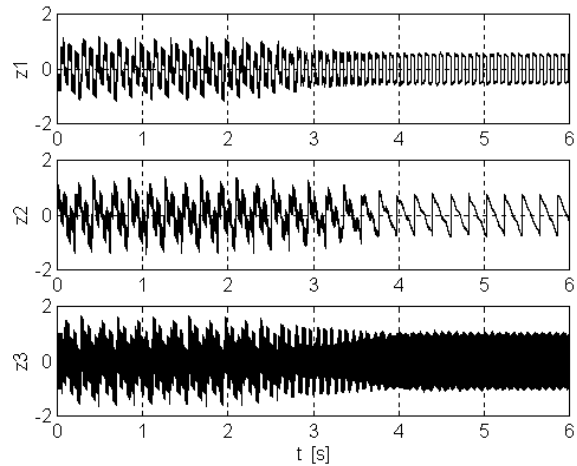
gdzie: w_i -waga normalizatora, β -współczynnik skalujący (wartość typowa $\beta=1,85$), μ_N - współczynnik uczenia normalizatora (wartość typowa $\mu_N=3$).

Znormalizowane sygnały wyjściowe można wykorzystać w algorytmach uczenia dzięki czemu prędkość uczenia sieci może być w mniejszym stopniu zależna od poziomów i rodzajów separowanych sygnałów. Uwzględniając obecność normalizatora, algorytm doboru wag sieci neuronowej możemy zapisać w postaci:

$$\frac{dw_{ij}^k}{dt} = \mu_{wij}^k \cdot z_i(t) \cdot u_j(t - D_{ij}^k) \quad (4.16)$$

Normalizacja sygnałów wyjściowych $Z(t)$ odbywa się poza siecią neuronową. Istnieje zatem możliwość korzystania z nieznormalizowanych sygnałów źródłowych.

Powyższe rozważania można oczywiście uogólnić na większą liczbę wejść sieci neuronowej (większą liczbę sensorów). Przykład rekonstrukcji sygnałów źródłowych przez sieć neuronową pracującą z trzema sensorami przedstawiono na rysunku 6.



Rys. 6. Przykład separacji sygnałów pochodzących z trzech sensorów

5. PODSUMOWANIE I WNIOSKI

Przeprowadzone symulacje komputerowe pokazują, że przedstawione sieci neuronowe mogą być ciekawym narzędziem do separacji zakłóceń i identyfikacji źródeł sygnałów. Ślepe przetwarzanie sygnałów spotyka się z coraz szerszym zainteresowaniem i znajduje zastosowanie w takich dziedzinach jak analiza i przetwarzanie sygnałów biomedycznych (EEG, MEG, EKG), przetwarzanie sygnałów geofizycznych, wyodrębnianie sygnału mowy (problem „cocktail party”), rozpoznawanie obrazów i komunikacja bezprzewodowa [5].

Interesująco wyglądają możliwości zastosowania tych sieci neuronowych w zadaniu detekcji uszkodzeniowo- zorientowanej informacji diagnostycznej z niestacjonarnych i zaburzonych sygnałów wibroakustycznych. Pojawia się perspektywa zastosowania takich sieci neuronowych w torze pomiarowym systemu diagnostycznego jako narzędzia eliminacji zakłóceń z rejestrowanych sygnałów. Pełne skorzystanie z dobrodziejstw ślepej separacji sygnałów wibroakustycznych wymaga jednak pewnych modyfikacji i rozszerzeń dostosowujących te metody do specyfiki tego zagadnienia.

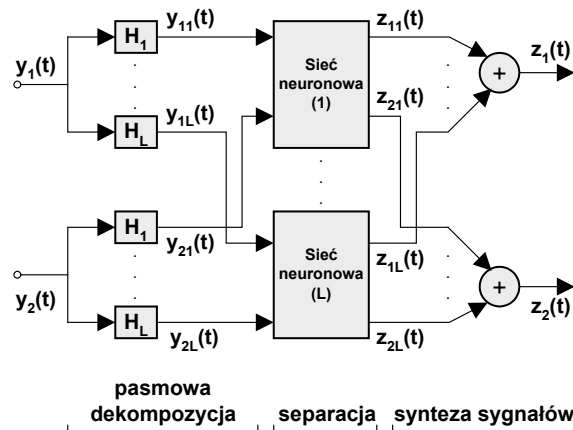
Sieci neuronowe Heraulta – Juttena, należące do klasy korelacyjnych sieci neuronowych, nie są zdolne odtworzyć statystycznie zależnych sygnałów źródłowych gdyż właśnie brak powiązań korelacyjnych między sygnałami wyjściowymi sieci neuronowej jest przyczyną zakończenia samouczenia i uznania przez sieć, że proces separacji został zakończony sukcesem. Tymczasem w diagnostyce wibroakustycznej obiektów technicznych zależność sygnałów źródłowych to dosyć często występujące zjawisko.

Pewnym rozwiązaniem tego problemu może być odwołanie się do rozszerzonych metod ślepego przetwarzania sygnałów wykorzystujących pasmową dekompozycję (ang. Subband Decomposition) obserwowanych sygnałów $Y(t)$ [4].

Kluczową ideą jest w tym wypadku założenie, że choć nieznane, szerokopasmowe sygnały źródłowe są statystycznie zależne, to pewne ich wąskopasmowe komponenty są statystycznie niezależne. Przyjmuje się zatem, że każdy nieznany sygnał źródłowy może być reprezentowany przez liniową kombinację wąskopasmowych sygnałów składowych:

$$x_i(t) = x_{i1}(t) + x_{i2}(t) + \dots + x_{iL}(t) \quad (4.17)$$

Pasmowa dekompozycja zakłada podział każdego obserwowanego sygnału $y(t)$ na wąskopasmowe składowe (identyczne pasma dla każdego obserwowanego sygnału) i dokonywanie ślepego przetwarzania sygnałów w poszczególnych pasmach. Podział obserwowanych sygnałów $Y(t)$ na wąskopasmowe składowe może odbywać się przy pomocy zespołu (banku) filtrów pasmowych. Po wykonaniu separacji w poszczególnych pasmach częstotliwości dokonywana jest synteza zrekonstruowanych sygnałów źródłowych $Z(t)$, w trakcie której należy uwzględnić normalizację i różną kolejność pojawiania się sygnałów wyjściowych poszczególnych „pasmowych” sieci neuronowych. Schemat ilustrujący pasmowo dekomponowane ślepe przetwarzanie sygnałów przedstawiono na rysunku 7.



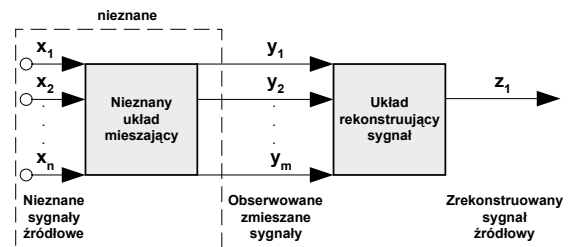
Rys. 7. Schemat ilustrujący pasmowo dekomponowane ślepe przetwarzanie sygnałów

Pewną niedogodnością klasycznego ślepego przetwarzania sygnałów jest wymóg posługiwania się taką liczbą sensorów, która odpowiada liczbie sygnałów źródłowych. Liczba źródeł sygnałów jest jednak w ogólnym przypadku nieznana a ponadto liczba ta może zmieniać się w czasie. Zatem w ogólności, liczba sensorów może być większa, równa lub mniejsza niż liczba źródeł. Jeśli liczba sensorów jest mniejsza niż liczba źródeł, nie można zrekonstruować wszystkich sygnałów źródłowych.

W diagnostyce technicznej bardzo często mamy jednak do czynienia z sytuacją, że tylko niewielka liczba sygnałów źródłowych niesie interesującą nas informację diagnostyczną i tylko te nieliczne

sygnały źródłowe są przedmiotami naszego zainteresowania. Pozostałe sygnały źródłowe są w tym wypadku traktowane jako zakłócenia i nie interesuje nas ich wyodrębnienie i poznanie a jesteśmy zainteresowani jedynie ich oddzieleniem od informacyjnych sygnałów źródłowych. W takim przypadku wystarczające jest takie przetwarzanie sygnałów, które wyodrębni tylko niektóre sygnały źródłowe, potencjalnie interesujące i zawierające użyteczną informację diagnostyczną.

Taką metodą przetwarzania sygnałów jest ślepa ekstrakcja sygnału (ang. Blind Signal Extraction - BSE), która, w odróżnieniu od ślepej separacji sygnałów, analizy składników niezależnych i wielokanałowej ślepej dekonwolucji dokonujących równoczesnej separacji wszystkich sygnałów źródłowych, dokonuje odtworzenia jedynie jednego, wybranego sygnału źródłowego [5].



Rys. 8. Schemat ilustrujący ślepa ekstrakcję sygnału

Możliwe jest użycie metody ślepej ekstrakcji sygnału do sekwencyjnego wyodrębniania poszczególnych sygnałów źródłowych.

Równie interesująco, w kontekście powyższych rozważań, wygląda metoda zwana ślepą filtracją (ang. Blind Equalization - BE), która odgrywa ważną rolę w dziedzinie cyfrowej komunikacji i dzięki dobrym wynikom separacji sygnałów zdobywa rosnące uznanie [1, 18]. W odróżnieniu od konwencjonalnego adaptacyjnego filtrowania, metoda ta, podobnie jak uprzednio przedstawione metody, jest „ślepa”, czyli odbywa się bez wiedzy o sygnałach źródłowych i sposobie ich zmieszania. Wydobycie sygnału źródłowego jest możliwe dzięki zastosowaniu „ślepego” filtra o odpowiednio dobranych parametrach.

Badania nad zastosowaniem sieci neuronowych do separacji sygnałów wibroakustycznych są nadal na etapie podstawowym i wiele problemów, dotyczących przede wszystkim zbieżności algorytmów i ich skuteczności przy większej liczbie złożonych sygnałów, pozostaje do rozwiązania. Można mieć jednak nadzieję, że przedstawione wyniki i propozycje modyfikacji staną się inspiracją do dalszych prac naukowych w tej dziedzinie.

Stosowane sieci neuronowe wykonano w środowisku programowania MATLAB z wykorzystaniem pakietu SIMULINK.

Praca naukowa finansowana ze środków Komitetu Badań Naukowych w latach 2004 - 2006 jako projekt badawczy nr 4 T07B 013 26.

6. LITERATURA

- [1] Afkhamie K. H., Luo. Z.-Q.: Blind equalization using second-order statistics. In Proc. IEEE ICASSP, pages 1053–1056 Vol. 2, 1053–1056, Detroit, 1995.
- [2] Boll S. F., Pulsipher D. C.: Suppression of Acoustic Noise in Speech Using Two Microphone Acoustic Noise Cancellation. IEEE Trans. on ASSP, Vol. 28, No. 6, 752 – 753, 1980.
- [3] Cempel C.: Podstawy wibroakustycznej diagnostyki maszyn. Wydawnictwa Naukowo - Techniczne, Warszawa, 1982.
- [4] Choi S., Cichocki A., Park H.-M., Lee S.-Y.: Blind source separation and independent component analysis: A review. Neural Information Processing - Letters and Reviews, Vol. 6, No.1, 1–57, 2005.
- [5] Cichocki A., Amari. S.: Adaptive Blind Signal And Image Processing. John Wiley, New York, 2003.
- [6] Dąbrowski Z., Klekot G., Radkowski S.: Przyczyny nadmiernej wibroakustycznej aktywności przekładni zębatych. Zbiór referatów I Konferencji Naukowo-Technicznej Konstrukcja i technologia przekładni zębatych. Przekładnie stożkowe, Warszawa, 35 – 49, 1992.
- [7] Dybała J.: Signal Disturbance Separation with Use of Neural Networks. Machine Dynamics Problems, Wydawnictwo MeT, Warszawa, Vol. 19, 61-74, 1998.
- [8] Dybała J.: Wykrywanie uszkodzeń w przekładni zębatej na podstawie analizy sygnału wibroakustycznego z wykorzystaniem modeli symulacyjnych. Rozprawa doktorska, Politechnika Warszawska, Warszawa, 1999
- [9] Herault J., Jutten C.: Space or Time Adaptive Signal Processing by Neural Network Models. Neural Networks for Computing, AIP Conference Proceedings 151, Snowbird, Utah, 206 – 211, 1986.
- [10] Jutten C., Herault J.: Blind separation of sources. Signal Processing, vol. 24, 1-10, 1991.
- [11] Moszczyński L.: Układy adaptacyjne w zastosowaniu do separacji sygnałów elektrycznych. Praca doktorska, Politechnika Warszawska, Warszawa, 1996
- [12] Nguyen Thi H. L., Jutten C., Caelen J.: Speech enhancement: analysis and comparison of methods on various real situations. In Proc. EUSIPCO'92, 1992.
- [13] Osowski S.: Sieci neuronowe w ujęciu algorytmicznym. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa, 1996.
- [14] Osowski S.: Sieci neuronowe do przetwarzania informacji. Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa, 2000.
- [15] Platt J. C., Faggin F.: Networks for the separation of sources that are superimposed and delayed. Advances in Neural Information Processing Systems 4, Morgan - Kaufmann, 1992.
- [16] Torkkola K.: Blind separation of convolved sources based on information maximisation. Proc. IEEE Workshop on Neural Networks and Signal Processing, Kyoto (Japan), 1996.
- [17] Torkkola K.: Blind separation of delayed sources based on information maximization. Proc. IEEE ICASSP, Atlanta, 1996.
- [18] Zhang J., Tse P.: Detection of Incipient Impulsive Fault by Blind Equalization. Proceedings of IMS2003, 25 – 27, Xi'an (China), 2003.



dr inż. Jacek DYBAŁA - absolwent Wydziału Samochodów i Maszyn Roboczych Politechniki Warszawskiej oraz Instytutu Organizacji Systemów Producyjnych Politechniki Warszawskiej. Adiunkt w Instytucie Podstaw Budowy Maszyn Politechniki Warszawskiej. Zajmuje się problematyką związaną z diagnostyką techniczną, wibroakustyką maszyn, przetwarzaniem i analizą sygnałów, rozpoznawaniem obrazów oraz sztucznymi sieciami neuronowymi. Członek Polskiego Towarzystwa Diagnostyki Technicznej.

ZMĘCZENIOWE PĘKANIE SIŁOWNIKÓW HYDRAULICZNYCH

Hieronim JAKUBCZAK¹, Jerzy ROJEK²

¹ Politechnika Warszawska, Instytut Maszyn Roboczych Ciężkich
ul. Narbutta 84, 02-524 Warszawa, fax: 0-22-849-9738, e-mail: hja@simr.pw.edu.pl

² Instytut Podstawowych Problemów Techniki PAN
ul. Świętokrzyska 21, 00-049 Warszawa, fax: 0-22-826-9815, e-mail: jrojek@ippt.gov.pl

Streszczenie

Siłowniki hydrauliczne podlegają w eksploatacji zmiennym obciążeniu cyklicznemu, co jest powodem ich pękania zmęczeniowego. Ze względu na ograniczone możliwości monitorowania procesu pękania zmęczeniowego w siłownikach, muszą być one odpowiednio odporne na pękanie zmęczeniowe. W artykule przedstawiono procedurę prognozowania trwałości zmęczeniowej przy zastosowaniu metody naprężeń nominalnych, a następnie zweryfikowano uzyskane wyniki z wynikami badań laboratoryjnych dwóch rodzajów siłowników.

Słowa kluczowe: siłowniki hydrauliczne, pękanie zmęczeniowe, trwałość.

FATIGUE FRACURE OF HYDRAULIC CYLINDERS

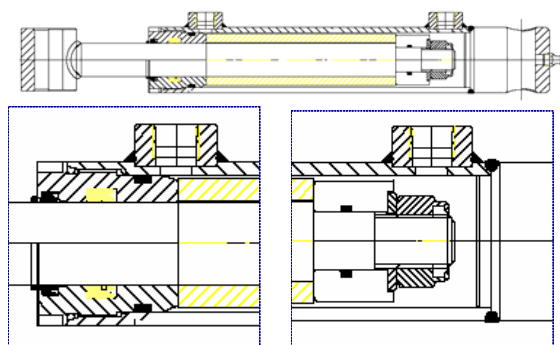
Summary

Hydraulic cylinders undergo in service variable amplitude cyclic loading and experience fatigue failure. Due to limited monitoring possibility of fatigue processes, hydraulic cylinders must be designed against fatigue failure. A procedure of fatigue life prediction based on nominal stress approach applied to hydraulic cylinders is presented in the paper. The obtained results have been compared to those obtained from fatigue tests carried out on such cylinders in laboratory.

Keywords: hydraulic cylinders, fatigue cracks, life.

1. WPROWADZENIE

Siłowniki hydrauliczne znajdują zastosowanie w różnorodnych maszynach i w eksploatacji podlegają zmiennym obciążeniom cyklicznym o charakterze losowym. Jest to powodem ich degradacji, przejawiającej się m.in. w postaci pękania zmęczeniowego, inicjującego się w miejscach koncentracji naprężeń, którymi są na ogół złącza spawane. Połączenia spawane są stosowane do łączenia przyłączy olejowych, jak również stopy siłownika z cylindrem, rys. 1.



Rys.1. Złącza spawane w siłniku hydraulicznym

Te złącza spawane są miejscem inicjacji pęknięć zmęczeniowych obserwowanych podczas eksploatacji. Proces pękania zmęczeniowego siłowników hydraulicznych stosowanych w maszynach nie jest zwykle monitorowany, a pęknięcia są wykrywane dopiero, gdy następuje rozszczelnienie siłownika i wyciek oleju. Z tego względu, a także z uwagi na ograniczone możliwości monitorowania procesu zmęczeniowego w trakcie eksploatacji siłowników hydraulicznych, dużą wagę przykładą się do właściwego procesu ich projektowania, zwłaszcza w zakresie odporności na pękanie zmęczeniowe.

2. OBCIĄŻENIA SIŁOWNIKÓW HYDRAULICZNYCH

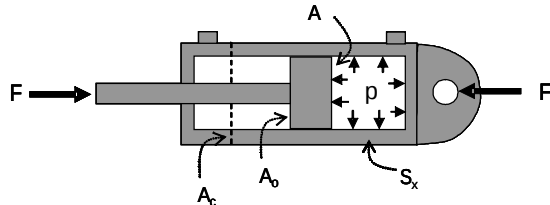
Obciażenia, jakim siłowniki hydrauliczne podlegają w eksploatacji przedstawiono schematycznie na Rys. 2 i 3. W pierwszym przypadku siłownik przenosi obciążenia ściskające F , a ciśnienie p obciąża stronę bez tłoczyskową cylindra.

Przy tym obciążeniu wstępują dwa skrajne przypadki, związane z położeniem tłoka:

1. Dla wszystkich położań, za wyjątkiem skrajnego lewego położenia tłoka, ciśnienie p w siłowniku jest równoważone parą sił zewnętrznych F_1 :

$$F = F_1 = pA \quad (1)$$

Wynikiem oddziaływania ciśnienia na ścianki cylindra są naprężenia obwodowe, S_z , podczas, gdy naprężenia osiowe, S_x , są równe zero.



Rys.2. Obciążenie siłownika siłami ściskającymi

2. W lewym skrajnym położeniu tłoka siły zewnętrzne są najwyżej równe sile F_1 , czyli:

$$F = F_2 \leq pA \quad (2)$$

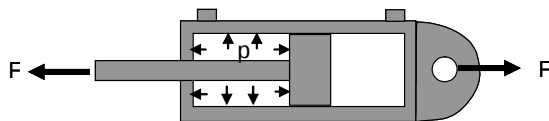
Obok naprężeń obwodowych w cylindrze powstają również naprężenia osiowe, które można obliczyć z zależności:

$$S_x = (pA - F)/A_c \quad (3)$$

Maksymalna wartość naprężeń osiowych występuje w przypadku, gdy siły zewnętrzne F są równe zero:

$$S_x = pA/A_c \quad (4)$$

Gdy siły zewnętrzne obciążające siłownik są rozciągające (rys. 3), ciśnienie pojawia się po stronie tłoczkowej.



Rys.3. Obciążenie siłownika siłami rozciągającymi

Przy tym obciążeniu wstępują dwa skrajne przypadki, związane z położeniem tłoka:

3. Dla wszystkich położań, za wyjątkiem skrajnego lewego położenia tłoka, ciśnienie p w siłowniku jest równoważone parą sił zewnętrznych F_3 :

$$F = F_3 = pA_o \quad (5)$$

Wynikiem oddziaływania ciśnienia na ścianki cylindra są naprężenia obwodowe S_z , podczas, gdy naprężenia osiowe S_x są obliczane z zależności:

$$S_x = pA_o/A_c \quad (6)$$

4. Dla skrajnie lewego położenia tłoka siły zewnętrzne są co najmniej równe sile F_3 , czyli:

$$F = F_4 \geq pA_o \quad (7)$$

Naprężenie osiowe może być obliczone z zależności:

$$S_x = (F - pA_o)/A_c \quad (8)$$

a jego wartość maksymalna jest osiągana gdy ciśnienie w siłowniku, $p = 0$, wówczas:

$$S_x = F/A_c \quad (9)$$

Ten przypadek obciążenia wymaga szczególnej uwagi przy projektowaniu mechanizmów napędowych maszyn z wykorzystaniem siłowników hydraulicznych. Napędzane elementy maszyn roboczych powinny być wyposażone w specjalne zderzaki, zapobiegające powstawaniu nadmiernej siły rozciągającej w siłowniku.

3. WYMIAROWANIE TRWAŁOŚCIOWE SIŁOWNIKÓW HYDRAULICZNYCH

Proces wymiarowania trwałościowego elementów konstrukcyjnych składa się z następujących kroków:

- Określenia potencjalnych miejsc inicjacji pęknięć zmęczeniowych (karów), tzw. PSO,
- Wyboru metody prognozowania trwałości zmęczeniowej,
- Określenia charakterystyk zmęczeniowych adekwatnych do wybranych karów,
- Określenia naprężeń stosownie do wymagań wybranej metody oceny trwałości.

Powszechnie stosowaną metodą prognozowania trwałości zmęczeniowej elementów konstrukcyjnych jest metoda naprężeń nominalnych. Powszechność ta wynika z takich powodów, jak prostota metody, wieloletnie doświadczenie w jej stosowaniu oraz ogromna ilość nagromadzonych informacji dotyczących wykorzystywanej charakterystyki zmęczeniowej – krzywej Wöhlera (S-N).

Krzywe S-N dla materiału rodzimego (bez karbu) można wyznaczyć ze wzorów przybliżonych, w funkcji wytrzymałości doraźnej, R_m , lub granicy plastyczności, R_e , materiału. Przykładowo, dla obciążeń odzerowo tętniących (współczynnik asymetrii cyklu $R = 0$) dwa charakterystyczne punkty krzywej S-N wyznacza się ze wzorów:

$$\begin{aligned} R_1 &= 0.86 R_m & \text{dla } N_1 &= 1\text{E}+3 \text{ cykli} \\ R_2 &= 0.66 R_m & \text{dla } N_2 &= 2\text{E}+6 \text{ cykli} \end{aligned} \quad (10)$$

W odniesieniu do złączy spawanych, krzywe S-N są zawarte w wielu normach, bądź innych dokumentach i przepisach branżowych (dźwigowych, kolejowych, morskich). Siłowniki hydrauliczne podlegają normie dotyczącej zbiorników ciśnieniowych [1].

Idea metody naprężeń nominalnych jest przedstawiona na rys. 4. Krzywe S-N dla elementów z karbem są związane z krzywami materiału rodzimego poprzez współczynnik działania karbu, β_K . Jego wartość można określić również ze współczynnika koncentracji naprężeń, α_K , uwzględniając wrażliwość materiału na działanie karbu, q :

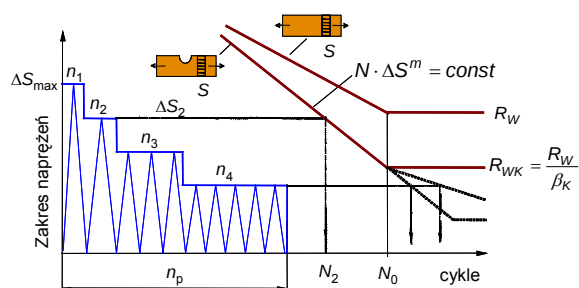
$$\beta_K = 1 + q (\alpha_K - 1) \quad (11)$$

Wartość tego współczynnika zależy nie tylko od materiału, ale również od ostrości karbu, mierzonej za pomocą promienia, r . Im ostrzejszy karb (większy gradient naprężeń), tym mniejsza jest wartość współczynnika wrażliwości q (Petersen):

$$q = 1 / (1 + a/r) \quad (12)$$

gdzie a jest stałą, obliczaną według zależności Petersena:

$$a = (269/R_m)^{1.8} [\text{mm}] \quad \text{dla } R_m [\text{MPa}] \quad (13)$$



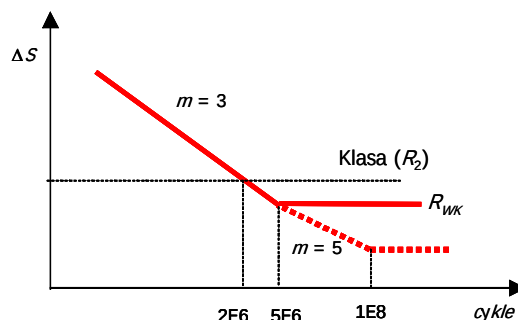
Rys.4. Idea metody naprężeń nominalnych

Warto zwrócić uwagę, że krzywe S-N dla elementów z karbem są nachylone pod większym kątem (mniejsza wartość wykładnika m) niż krzywa materiału rodzimego. Przyjmuje się nawet, że wartość R_1 (dla $N_1 = 1000$ cykli) jest stała, niezależnie od ostrości karbu, co oznacza różne wartości wykładnika m krzywych S-N dla różnych karbów.

W przypadku złączy spawanych przyjmuje się na ogół jedną wartość wykładnika m (3 lub 3.5). Krzywa S-N dla siłowników hydraulicznych, podawana w normie [1] jest przedstawiona na Rys. 5. Jest ona opisana następującymi wielkościami:

- klasą, wyrażoną poprzez wartość ograniczonej wytrzymałości zmęczeniowej R_2 dla $N_2 = 2E+6$ cykli
- wykładnikiem $m=3$ krzywej S-N,

- wykładnikiem $m_2 = 5$ krzywej S-N, dla odcinka przedłużonego poniżej granicy zmęczenia R_{WK} wyznaczonej dla $N_o = 5E+6$ cykli,



Rys.5. Krzywa S-N dla siłowników hydraulicznych

Przedłużenie krzywej S-N poniżej granicy zmęczenia wynika z modyfikacji hipotezy kumulacji uszkodzeń zmęczeniowych Palmgren-Minera.

Powyższe krzywe S-N dla złączy spawanych siłowników hydraulicznych ignorują wpływ naprężeń średnich ze względu na istnienie naprężeń pozostających, powstałych w procesie spawania.

4. WERYFIKACJA PROGNOZOWANIA TRWAŁOŚCI ZMĘCZENIOWEJ SIŁOWNIKÓW HYDRAULICZNYCH

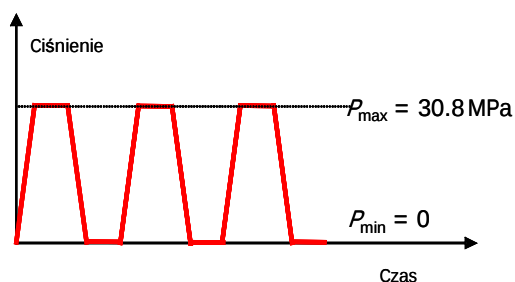
4.1 Badania zmęczeniowe siłowników

Poniżej przedstawiono próbę weryfikacji metody naprężeń nominalnych, w zastosowaniu do prognozowania trwałości zmęczeniowej siłowników hydraulicznych na podstawie krzywych S-N zawartych w normie [1]. Wyniki prognozowanej trwałości zostaną odniesione do wyników zmęczeniowych badań siłowników [2].

Zmęczeniowe badania laboratoryjne prowadzi się zwykle w taki sposób, aby skrócić czas badań. Z tego względu obciążenia siłowników w tych badaniach są większe od obciążeń eksploatacyjnych. Zachodzi przy tym konieczność odniesienia uzyskanych wyników do trwałości w rzeczywistych warunkach eksploatacji, co nie jest jednakże przedmiotem niniejszego artykułu.

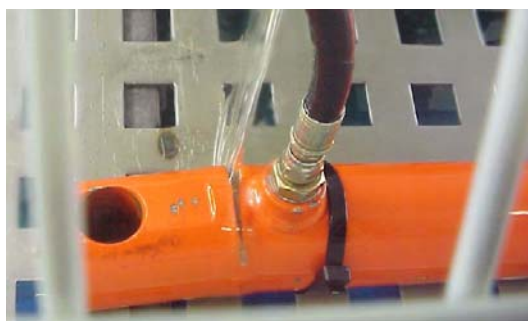
W przeprowadzonych badaniach usunięto elementy uszczelniające tłoka, przez co uzyskano jednocześnie obciążanie strony tłoczkowej i beztłoczkowej. Wyeliminowano przy tym również konieczność mocowania siłownika w celu wywołania sił zewnętrznych F , co umożliwiło uproszczenie budowy stanowiska badawczego. Naprężenia osiowe w cylindrze obliczane są w tej sytuacji ze wzoru (4).

Badania zmęczeniowe przeprowadzono przy obciążeniu odzerowo tętniącym ($R = 0$), przebieg ciśnienia podczas badań przedstawia rys. 6 [2]



Rys. 6 Przebieg ciśnienia w badaniach laboratoryjnych

Przykład pęknięcia zmęczeniowego powstałego w trakcie badań przedstawia rys. 7. Zainicjowało się ono w spoinie łączącej cylinder ze stopą siłownika.

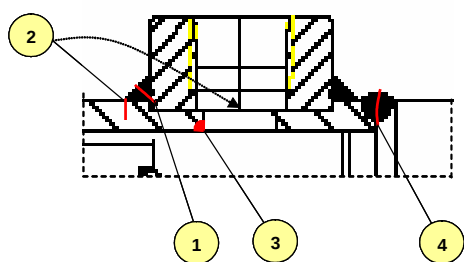


Rys.7 Przykład pęknięcia zmęczeniowego siłownika w badaniach laboratoryjnych [2]

4.2 Wybór potencjalnych miejsc inicjacji pęknięć w siłownikach

Prognozując trwałość zmęczeniową badanych siłowników wybrano 4 potencjalne miejsca inicjacji pęknięć (PSO), zlokalizowane w otoczeniu przyłączy (PSO₁ – PSO₃ dotyczą obu przyłączy) oraz w spoinie łączącej cylinder ze stopą siłownika (Rys. 8). Są to:

1. Pęknięcie w grani spoiny pachwinowej przyłącza, która jest obciążona ciśnieniem penetrującym pomiędzy przyłączy i cylinder,
2. Pęknięcie w linii wtopu spoiny pachwinowej przyłącza, obciążonej naprężeniami obwodowymi w cylindrze. Pęknięcie to znajduje się w miejscu wskazanym strzałką (przesuniętym o 90°),



Rys. 8 Miejsca inicjacji pęknięć zmęczeniowych

3. Pęknięciem inicjującym się na krawędzi otworu w cylindrze na skutek działania naprężeń obwodowych,
4. Pęknięcie w spoinie czołowej, łączącej cylinder ze stopą siłownika na skutek działania naprężeń osiowych.

4.3 Parametry charakterystyki zmęczeniowej

Parametry charakterystyki zmęczeniowej (krzywych S-N) dla poszczególnych PSO zostały zestawione w tabeli 1. W ostatniej kolumnie podano odpowiedniki krzywych S-N w stosowanej normie [1].

Dla PSO₄ istnieją dwie możliwości wyboru charakterystyki zmęczeniowej, różniące się jakością wykonania spoiny. Mniejsza wartość R_2 w tabeli 1 odnosi się do spoiny wykonanej z wadą w postaci braku przetopu.

Dla PSO₂ (otwór w cylindrze) krzywą S-N wyznaczono wykorzystując wzory (10-13) na podstawie wytrzymałości doraźnej stali St52 ($R_m = 600$ MPa), z której wykonano badane siłowniki.

Wartość współczynnika koncentracji naprężeń $\alpha_K = 2.1$ ustalono na podstawie wyników numerycznej analizy naprężeń [3]. Korzystając z zależności Petersena (7) wyznaczono następnie współczynnik działania karbu $\beta_K = 2.05$. Różni się on nieznacznie od α_K ze względu na stosunkowo duży promień otworu w cylindrze.

Wartość wykładnika $m = 7.7$ krzywej S-N dla PSO₂ wyznaczono korzystając z zależności podanych wzorem (10).

Tab. 1.
Parametry krzywych S-N dla wybranych PSO

P S O	Opis	R_2 [MPa]	R_{WK} [MPa]	m	Karb [1]
1	Grań spoiny pachwinowej	32	24	3	3.3
2	Linia wtopu spoiny pachwinowej	71	52	3	7.3
3	Krawędź otworu w cylindrze	193	141	7.7	--
4	Grań spoiny czołowej	40 32	35 24	3 3	1.6 3.3

4.4 Określenie naprężeń dla potencjalnych miejsc inicjacji pęknięć w siłownikach

Naprężenia w wybranych PSO muszą być wyznaczone stosownie do wymagań wybranej metody prognozowania trwałości. W tym przypadku są to naprężenia nominalne, które będą obliczone jako naprężenia w spoinach dla PSO₁ i PSO₄ oraz jako naprężenia obwodowe w cylindrze dla PSO₂ i PSO₃.

Naprężenia nominalne w spoinach PSO₁ i PSO₄ obliczono według uproszczonego modelu, przedstawionego na Rys. 9, z zależności

$$S_x = p \frac{A}{A_c} = p \frac{R_i^2}{t(2R_i + t)} \quad (14)$$

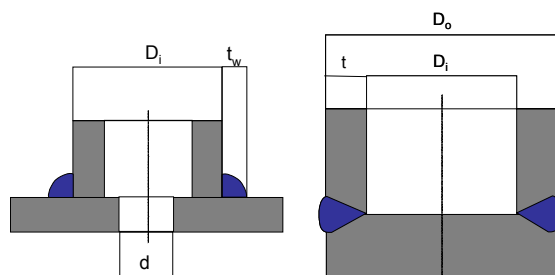
gdzie:

A – powierzchnia obciążona ciśnieniem, p , w siłowniku

A_c – powierzchnia przekroju obciążonego naprężeniem, S_x

R_i – promień wewnętrzny ($R_i = D_i/2$)

t – grubość ścianki przekroju ($t = t_w$ dla PSO₁)



Rys. 9 Modele do wyznaczenia naprężeń w spoinach

Naprężenia obwodowe dla PSO₂ i PSO₃ wyznaczono stosując wzory na naprężenia w cylindrach grubościennych. Większa wartość naprężeń występuje wewnątrz cylindra (PSO₂):

$$S_{z_{max}} = p \frac{R_o^2 + R_i^2}{R_o^2 - R_i^2} \quad (15)$$

a mniejsza na zewnątrz cylindra (PSO₃):

$$S_{z_{min}} = p \frac{2R_i^2}{R_o^2 - R_i^2} \quad (16)$$

gdzie R_o – promień zewnętrzny

Tab. 2. Naprężenia nominalne dla wybranych PSO

P S O	Opis	Naprę- żenia	SH-1 [MPa]	SH-2 [MPa]
1	Grań spoiny pachwinowej	osiowe S_x	57.8	57.8
2	Linia wtopu spoiny pachwinowej	obw. $S_{z_{min}}$	155.0	140.0
3	Krawędź otworu w cylindrze	obw. $S_{z_{max}}$	186.0	170.8
4	Grań spoiny czołowej	osiowe S_x	77.6	70.0

Wartości obliczonych naprężeń dla dwóch badanych siłowników hydraulicznych zamieszczono

w tabeli 2. Siłowniki te różnią się nieznacznie średnicą cylindra.

4.5 Trwałość badanych siłowników

Dla wybranych PSO wyznaczono trwałość zmęczeniową poprzez odniesienie naprężeń podanych w tabeli 2 (zakres) do krzywych S-N opisanych parametrami zamieszczonymi w tabeli 1.

Wyniki obliczeń zamieszczono w tabeli 3. Wskazują one, że najsłabszym miejscem może być spoina czołowa łącząca cylinder ze stopą siłownika, o ile będzie wykonana w sposób niewłaściwy, tzn. bez pełnego przetopu. Przy poprawnym wykonaniu tej spoiny, najsłabszym miejscem będzie linia wtopu spoiny pachwinowej przyłącza siłownika na odcinku równoległym do tworzącej cylindra.

Tab. 3.

Prognozowana trwałość zmęczeniowa [cykle]

PSO	Opis	SH-1	SH-2
1	Grań spoiny pachwinowej przyłącza	358000	358000
2	Linia wtopu spoiny pachwinowej przyłącza	195000	261000
3	Krawędź otworu w cylindrze	2280000	4950000
4	Grań spoiny czołowej cylindra	274000 140000	373000 191000

Liczby cykli obciążeń uzyskane w badaniach laboratoryjnych siłowników hydraulicznych podano w tabeli 4 wraz z informacją o miejscu inicjacji pęknięć zmęczeniowych.

W przypadku siłownika SH-1 prognoza trwałości zmęczeniowej jest bardzo dobra zarówno w odniesieniu do liczby cykli, jak też miejsca inicjacji pęknięcia. W tym przypadku założenie konserwatywne odnośnie niskiej jakości wykonania spoiny okazało się poprawne.

Tab. 4.

Eksperymentalna trwałość zmęczeniowa [cykle]

PSO	Opis	SH-1	SH-2
3	Krawędź otworu w cylindrze	---	384000 358949
4	Grań spoiny czołowej cylindra	154652 142519 170949	436887 598798 347427 358848

W przypadku siłownika SH-2 założenie konserwatywne odnośnie niskiej jakości wykonania spoiny okazało się niepoprawne. Warto jednak podkreślić, że trwałość prognozowana przy założeniu dobrej jakości wykonania spoiny czołowej

dość dobrze zgadza się z wynikami badań laboratoryjnych.

Należy również zauważyć, że trwałość prognozowana dla PSO₃ (otwór w cylindrze) odbiega bardzo istotnie od wyników doświadczalnych. Może to oznaczać tylko tyle, że parametry krzywej S-N dla otworu, wyznaczone za pomocą zależności przybliżonych nie odpowiadają rzeczywistej charakterystyce zmęczeniowej dla tego karbu. Może to być spowodowane wpływem stanu powierzchni na krawędzi otworu, w istotny sposób obniżającym wytrzymałość zmęczeniową materiału rodzimego.

Należy tu również zwrócić uwagę, że według przeprowadzonej prognozy trwałości drugim najsłabszym miejscem badanych siłowników jest linia wtopu spoiny pachwinowej (PSO₂). Tymczasem w trakcie badań nie zanotowano żadnego przypadku pęknięcia w tym miejscu. Ta sytuacja może być powodem niedoskonałości dobranej charakterystyki zmęczeniowej z normy [1]. Jak zaznaczono w opisie tego PSO, znajduje się ono na powierzchni zakrzywionej (okrąg), podczas gdy dane w normie [1] dotyczą próbki prostej, a zatem nie odpowiadają dokładnie takiej sytuacji. W przypadku analizowanego PSO₂ karb jest znacznie łagodniejszy ze względu na krzywiznę powierzchni cylindra, co przekłada się na znacznie większą trwałość zmęczeniową tego miejsca w stosunku do trwałości prognozowanej.

5. PODSUMOWANIE

Przedstawiona procedura postępowania przy prognozowaniu trwałości zmęczeniowej siłowników hydraulicznych wskazuje, że mimo prostoty wybranej metody oraz dostępności charakterystyk zmęczeniowych, uzyskiwane wyniki nie zawsze są zgodne z eksperymentem. Warto podkreślić, że w tym przypadku obciążenia siłowników były bardzo dokładnie określone, podczas gdy obciążenia eksploatacyjne są o wiele bardziej złożone ze względu na losowy charakter ich zmienności w czasie.

Wydaje się, że główna przyczyna rozbieżności trwałości prognozowanej w stosunku do wyników eksperymentu tkwi w adekwatności przyjętych charakterystyk zmęczeniowych do modelowania zjawiska pęknięcia zmęczeniowego w wybranych potencjalnych miejscach elementu konstrukcyjnego. Charakterystyki zawarte w normach, mimo dość dużej liczby przypadków, nadal nie zawsze dokładnie pasują do rzeczywistego kształtu i obciążenia analizowanego obszaru elementu konstrukcyjnego.

Z tego względu stosowanie metod, umożliwiających dokładniejsze uwzględnienie obciążenia, geometrii i jakości wykonania złączy spawanych, w tym metod opartych na charakterystyce niskocyklowej materiału, bądź też na mechanice pęknięcia może prowadzić do poprawy

prognozowania trwałości siłowników hydraulicznych.

Innym problemem jest rozrzut danych, który w tym przypadku dotyczy z jednej strony stosowanej charakterystyki zmęczeniowej, z drugiej zaś geometrii siłowników, zwłaszcza lokalnej geometrii złączy spawanych. Uwzględnianie tego rozrzutu danych przy wymiarowaniu trwałościowym w procesie projektowania jest niezbędne dla zapewnienia odpowiedniego poziomu bezpieczeństwa użytkowanych siłowników hydraulicznych oraz maszyn, w których je zastosowano.

LITERATURA

- [1] EN 13445-3: 2002. Unfired pressure vessels. Design.
- [2] PW6, Task T-6.2: Summary of static fatigue tests, by Pedro Rocket S.A., January 2005
- [3] WP2 Task T-2.1 Fatigue analysis concept. Fatigue calculations and oil ports design recommendations, by IFTR, May 2005

PODZIĘKOWANIE

Praca była wykonana w ramach projektu PROHIPP finansowanego przez Komisję Europejską (NMP 2-CT-2004-505466).

WPŁYW OBCIĄŻENIA BELKI BETONOWEJ SPRĘŻONEJ NA JEJ DRGANIA PO WYMUSZENIU IMPULSOWYM

Jacek DZIURDŹ
Instytut Podstaw Budowy Maszyn
Politechnika Warszawska
Warszawa, ul. Narbutta 84, tel. +48 022 660 82 76
e-mail: jdz@simr.pw.edu.pl

Streszczenie

W pracy przedstawiono wyniki analizy drgań belki sprężonej przeprowadzonej w celu określenia wpływu obciążenia poprzecznego belki na jej własności wibroakustyczne. Celem pracy było opracowanie miar wibroakustycznych czułych na zmianę obciążenia konstrukcji oraz określenie ich wrażliwości na zachodzące zmiany.

Słowa kluczowe: beton sprężony, drgania mechaniczne, charakterystyka sztywnościowa.

INFLUENCE OF LOAD ON VIBRATIONS OF PRESTRESSED CONCRETE BEAM AFTER IMPULSE FORCE

Summary

In this paper author presented results of vibration analysis of prestressed concrete beam. In this study author try to determine influence of transverse load on vibroacoustic characteristic of beam. In conclusion author proposed vibroacoustic measures of the sensitive to changes of load.

Keywords: prestressed concrete, mechanical vibration, elasticity characteristic.

1. WSTĘP

Badania drgań konstrukcji wykonanych z betonu, ze względu na specyficzne właściwości zastosowanego materiału (niejednorodność własności mechanicznych betonu zbrojonego oraz anizotropowość konstrukcji), wiążą się z trudnościami w analizie wyników pomiarów. Dodatkowym problemem jest wprowadzenie w badanych belkach wstępnego naprężenia wzdłużnego (belka sprężona).

Badania przeprowadzono na stanowisku umożliwiającym obciążanie belkiadaną wartością siły poprzecznej, przyłożonej w środku długości. Wykonano dwie serie pomiarów (przebadano dwie belki) dla różnych wartości obciążenia:

$F_0 \approx 0$ kN, 2 kN, 5 kN, 15 kN, 30 kN, 35 kN, 40 kN, 45 kN, 50 kN, 55 kN, 60 kN, 65 kN, 70 kN i 75 kN oraz podjęto próbę przy obciążeniu 80 kN.

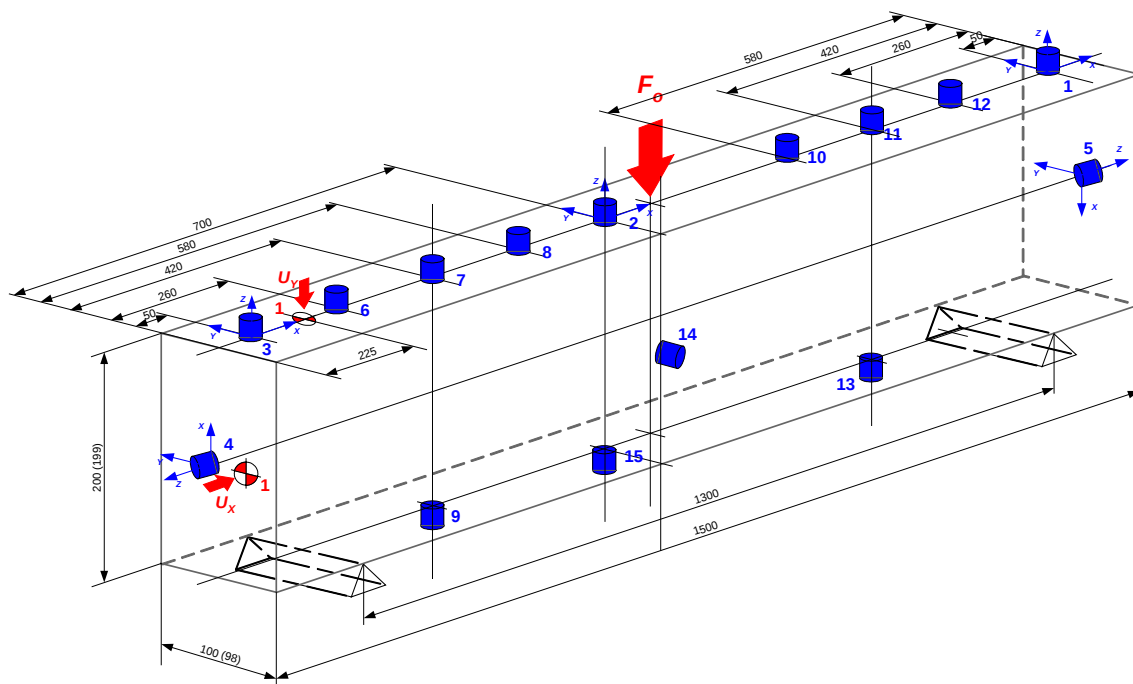
Zarejestrowano przebiegi przyspieszeń drgań belki wywołanych wymuszeniem impulsowym, zrealizowanym za pomocą młotka udarowego, oraz przebieg samego wymuszenia. Dodatkowo po każdorazowym ustaleniu obciążenia dokonano pomiarów ugięć belek w celu wyznaczenia

charakterystyk obciążenia w funkcji odkształcenia (ugięcia).

W skład układu pomiarowego wchodziły m.in. czujniki przyspieszeń drgań: dziewięć rozmieszczonych równomiernie na górnej powierzchni belki, trzy na dolnej oraz dwa na końcach belki (rejestrujące drgania wzdłużne) i jeden rejestrujący drgania poprzeczne poziome umieszczony w środku długości belki. Zastosowanie takiej liczby czujników pozwoliło na wybranie najdogodniejszego (ze względu na dokładność odwzorowania) punktu pomiarowego.

Wymuszenie zrealizowano uderzając młotkiem udarowym w kierunku poprzecznym do osi belki (U_Y). Dodatkowo wykonano pomiary przy wymuszeniu w kierunku osi podłużnej belki (U_X). Rejestracja siły wymuszającej umożliwiła wyznaczenie transmitancji (współczynnika wzmocnienia) pomiędzy wymuszeniem a kolejnymi punktami pomiarowymi.

Na rys. 1 przedstawiono badany obiekt wraz z rozmieszczeniem punktów pomiarowych oraz punktów przyłożenia wymuszenia (uderzenia młotkiem udarowym).



Rys. 1. Położenie czujników pomiarowych i punktów uderzenia młotkiem udarowym

2. WYZNACZENIE CHARAKTERYSTYK OBCIĄŻENIA W FUNKCJI UGIĘCIA

Po każdorazowym ustaleniu obciążenia dokonano pomiaru ugięcia w punkcie przyłożenia siły dla każdej z belek, co pozwoliło na wyznaczenie charakterystyk obciążenia w funkcji odkształcenia. Na podstawie otrzymanych wyników można określić dwa przedziały obciążeń dla których charakter zmian jest inny:

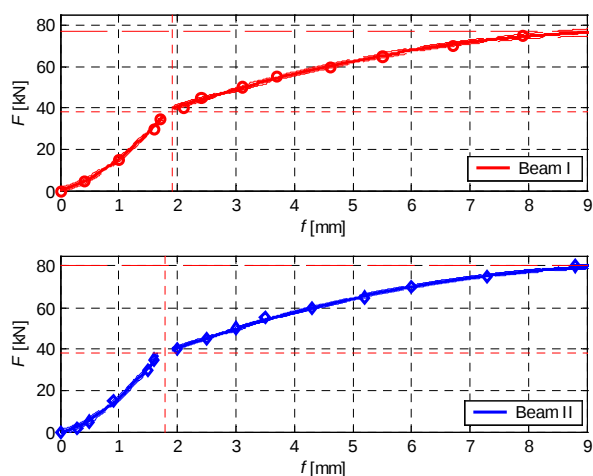
- przedział I (do 35 kN), w którym charakterystyka sprężysta belki jest progresywna,
- przedział II (powyżej 40 kN), w którym charakterystyka sprężysta belki jest regresywna.

Przedział 35-40 kN jest stanem, w którym występuje bardzo istotna zmiana dotycząca własności mechanicznych belki. Po przekroczeniu obciążenia 35 kN następuje postępująca degradacja belki betonowej, pojawiają się mikropęknięcia przechodzące w widocznym gołym okiem pęknięcia przy około 55 kN.

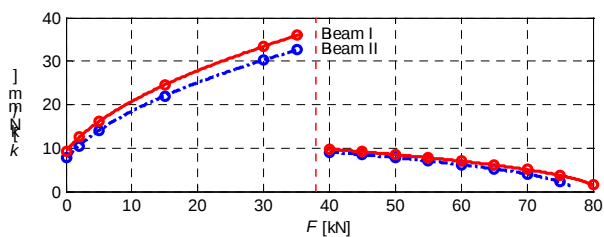
Na rys. 2 przedstawiono otrzymane charakterystyki sztywności belki I i II, oraz wyniki aproksymacji charakterystyk obciążenia w funkcji ugięcia z wykorzystaniem wielomianów stopnia drugiego (dla każdego z przedziałów oddzielnie). Otrzymane wyniki wykazują niewielkie różnice ugięć przy tym samym obciążeniu pomiędzy obiema belkami.

Zastosowanie aproksymacji uzyskanych z pomiarów charakterystyk obciążenia w funkcji ugięcia pozwoliło na wyznaczenie funkcji

sztywności belek w zależności od obciążenia poprzecznego (rys. 3) oraz określenie przybliżonych wartości sztywności dla zadawanych sił (tab. 1).



Rys. 2. Zmierzone i aproksymowane charakterystyki sztywności belki I i II



Rys. 3. Zmiana sztywności belki I i II w zależności od obciążenia poprzecznego

Tab. 1. Zmiana sztywności belek I i II

F	k_I	k_{II}
[kN]	[kN/mm]	[kN/mm]
0.0	7.8	9.3
2.0	10.5	12.5
5.0	14.1	16.1
15.0	22.0	24.5
30.0	30.3	33.4
35.0	32.6	36.0
40.0	9.1	9.8
45.0	8.5	9.1
50.0	7.8	8.5
55.0	7.0	7.8
60.0	6.2	7.0
65.0	5.2	6.1
70.0	4.0	5.0
75.0	2.2	3.7
80.0	-	1.5

Przedstawiona na rys. 3 zależność potwierdza słuszność decyzji o przyjęciu dwóch przedziałów związanych z innym stanami badanych belek.

3. ANALIZA DRGAŃ WYWOŁANYCH WYMUSZENIEM IMPULSOWYM

Analizę przeprowadzono dla wymuszenia impulsowego realizowanego poprzecznego do badanych belek. Korzystając z poprzednich prac [3, 4] przyjęto dwa zakresy częstotliwości analizy (rys. 4):

- dolny, od 0 Hz do ok. 1300 Hz,
- górny, od ok. 1300 Hz do 5000 Hz.

Podział ten związany jest z innym charakterem zmian w widmach drgań dla różnych obciążeń. Pomiary zgodnie z przyjętym w rozdziale 2

kryterium podzielono na dwie grupy: do 35 kN i powyżej 40 kN.

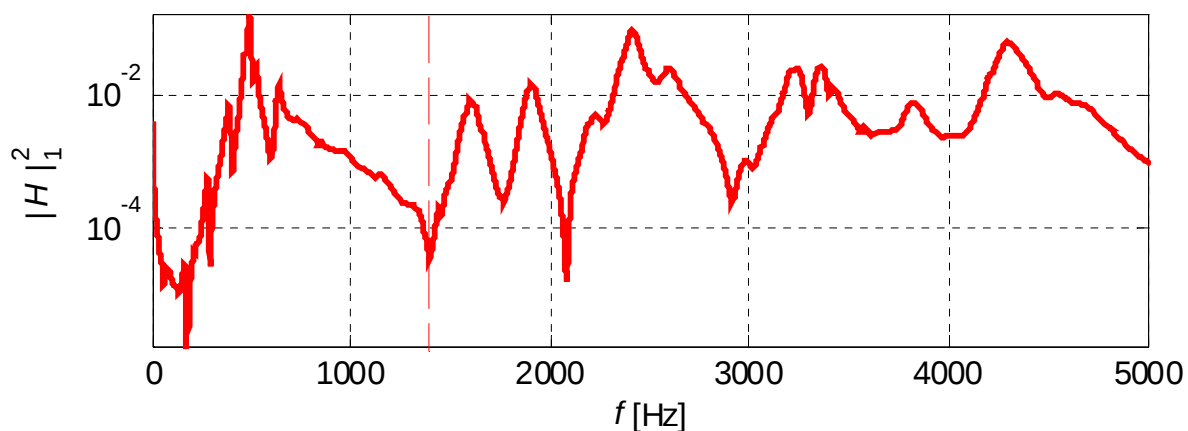
Spśród wielu funkcji możliwych do wykorzystania (pozwalających na otrzymanie podobnych wyników) zastosowano funkcję transmitancji $|H|_1^2$ pomiędzy sygnałami z poszczególnych czujników drgań a sygnałem wymuszenia (przebieg wartości siły wymuszającej) [1]. Dla sygnałów wymuszenia przyjęto funkcję „okna” typu *Transient*, a dla sygnałów przyspieszeń drgań typu *Exponential* [2].

Wyniki analizy dla czujników o osiach równoległych do kierunku wymuszenia (poprzecznych do badanej belki) były podobne, w szczególności podczas analizy w dolnym zakresie częstotliwości. W pracy przedstawiono przykładowe wyniki z punktu pomiarowego numer 6 (najbliżej położony czujnik względem miejsca wymuszenia).

3.1. Dolny zakres analizy

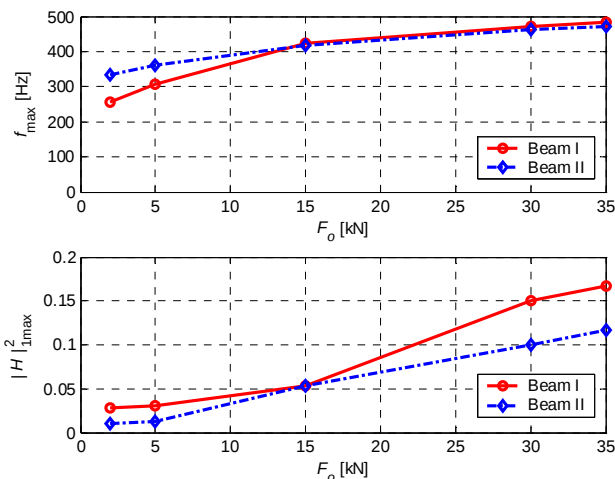
Dla badanych belek można wyróżnić w zakresie częstotliwości od 0 do 1300 Hz jedną dominującą składową, której wartość częstotliwości zmienia się istotnie (ponad dwukrotnie) przy obciążaniu belki siłą o wartości od 0 kN do 35 kN. Zmiana częstotliwości w funkcji obciążenia jest monotoniczna. Podobny charakter przedstawiają zmiany wartości $|H|_1^2$ dominującej składowej przy wzroście obciążenia. Na rysunku 5 przedstawiono zależność wartości częstotliwości dominującej składowej oraz jej amplitudy w funkcji obciążenia poprzecznego belki.

Częstości drgań belki są proporcjonalne do kwadratu jej sztywności [5], więc wydaje się interesującym przedstawienie otrzymanych wartości częstotliwości dominujących składowych w funkcji, opisanych w rozdziale 2, sztywności. Wyniki przedstawiono na rys. 6.

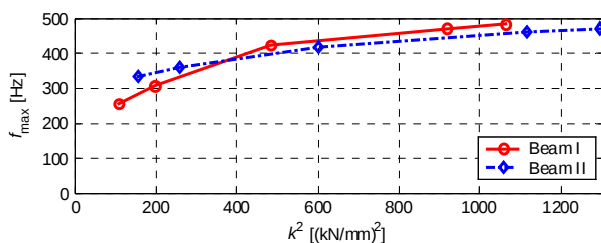


Rys. 4. Przykładowa funkcja transmitancji z zaznaczonym podziałem na dwa zakresy częstotliwości analizy

Przedstawienie wyników w sposób pokazany na rysunku 6 wydaje się właściwe. W podobnie jak dla wykresów z rysunku 5 otrzymane dla obydwu belek zależności mają podobny przebieg. Otrzymane zmiany częstotliwości w funkcji kwadratu częstotliwości nie są jednak liniowe. Na otrzymane wyniki wpływ ma oczywiście niedokładność aproksymacji sztywności belek i błędy związane z pomiarami, ale charakter przebiegu wskazuje wyraźnie na nieliniowe własności badanych obiektów w tym zakresie częstotliwości.



Rys. 5. Zmiany częstotliwości i wartości transmitancji głównej składowej w funkcji obciążenia, dla dolnego zakresu częstotliwości analizy i obciążeń do 35 kN

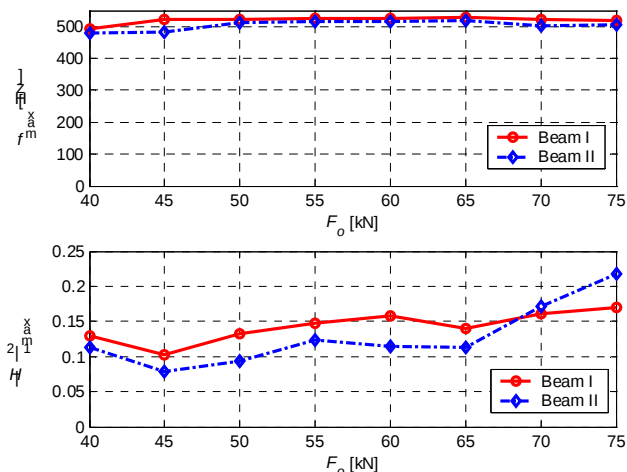


Rys. 6. Zmiany częstotliwości głównej składowej w funkcji kwadratu sztywności, dla dolnego zakresu częstotliwości analizy i obciążeń do 35 kN

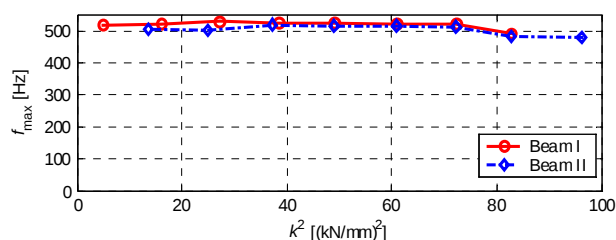
Podobne analizy przeprowadzono dla obciążeń powyżej 40 kN. Otrzymane wyniki znacznie się jednak różnią. Na rysunku 7 przedstawiono zależność wartości częstotliwości dominującej składowej oraz jej amplitudy w funkcji obciążenia poprzecznego belki. Rysunek 8 przedstawia zależność częstotliwości w funkcji sztywności.

Po przekroczeniu pewnej wartości obciążenia (w tym wypadku 35 kN) w niewielkim stopniu zmieniają częstotliwości głównej składowej w dolnym zakresie analizy. Zmiana sztywności (znaczny spadek dla obciążeń powyżej 40 kN) nie wpływa praktycznie na wartość częstotliwości.

Degradacja betonu sprawia, że belka zmienia swoje własności i może pojawiać się np. większy wpływ zbrojenia belki.



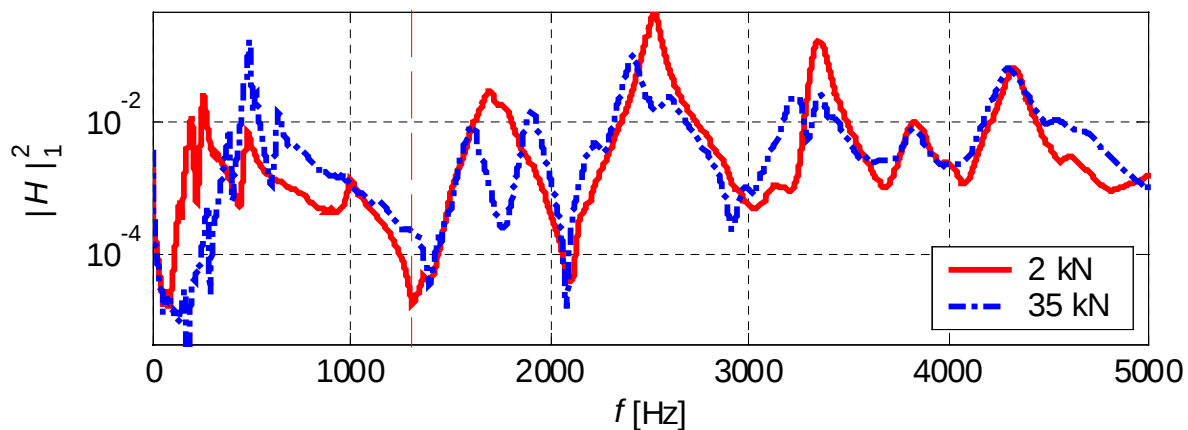
Rys. 7. Zmiany częstotliwości i wartości transmitancji głównej składowej w funkcji obciążenia, dla dolnego zakresu częstotliwości analizy i obciążeń powyżej 40 kN



Rys. 8. Zmiany częstotliwości głównej składowej w funkcji kwadratu sztywności, dla dolnego zakresu częstotliwości analizy i obciążeń powyżej 40 kN

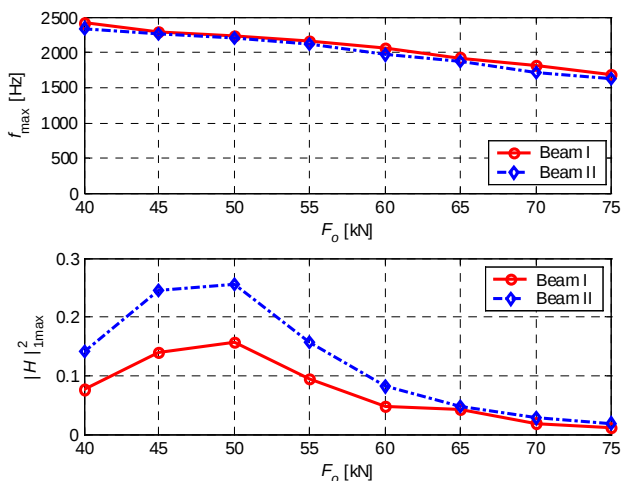
3.2. Górny zakres analizy

Górny zakres analizy przyjęto od 1300 Hz do 5000 Hz. W tym zakresie możemy wyróżnić pięć podstawowych składowych funkcji transmitancji o częstotliwościach ok.: 1690 Hz, 2520 Hz, 3350 Hz, 3830 Hz i 4330 Hz dla I belki oraz 1690 Hz, 2450 Hz, 3060 Hz, 3640 Hz i 4200 Hz dla II belki. Analizując wpływ obciążenia poprzecznego na odpowiedź na wymuszenie impulsowe możemy stwierdzić zupełnie inny charakter zmian. Przy obciążeniach do 35 kN nie jest zauważalna istotna zmiana częstotliwości opisanych składowych, natomiast wraz ze wzrostem obciążenia następuje rozmycie składowych o częstotliwościach podstawowych (powstają składowe boczne). Z tego też powodu trudno jest wyznaczyć podobne charakterystyki jak opisane w punkcie 3.1. Na rysunku 9 przedstawiono przykładowe funkcje transmitancji dla obciążeń 2 kN i 35 kN.



Rys. 9. Przykładowe funkcje transmitancji dla obciążeń 2 kN i 35 kN

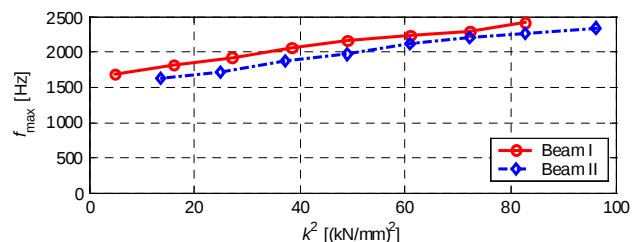
Zupełnie inaczej przebiegają zmiany funkcji transmitancji przy obciążeniach powyżej 40 kN. Dla trzech pierwszych składowych (w górnym zakresie analizy) możemy wyznaczyć zależności częstotliwości tych składowych i ich wartości od siły obciążającej. Na rysunku 10 przedstawiono zmianę częstotliwości składowej „2500 Hz” i wartości transmitancji w funkcji obciążenia, dla górnego zakresu częstotliwości analizy i obciążeń powyżej 40 kN. Rysunek 11 przedstawia zmianę częstotliwości składowej „2500 Hz” w funkcji sztywności, dla górnego zakresu częstotliwości analizy i obciążeń powyżej 40 kN. W przeciwieństwie do przypadku przedstawionego w punkcie 3.1 zależność ta jest praktycznie liniowa.



Rys. 10. Zmiany częstotliwości i wartości transmitancji składowej „2500 Hz” w funkcji obciążenia, dla górnego zakresu częstotliwości analizy i obciążeń powyżej 40 kN

Podstawowym problemem przy określaniu częstotliwości w górnym zakresie analizy, są duże zmiany ich wartości, co powoduje że dla obciążeń większych składowe o wyższych częstotliwościach mają wartości zbliżone do składowych o niższych

częstotliwościach przy obciążeniach mniejszych np. III składowa (ok. 2572 Hz przy obciążeniu 65 kN) i II składowa (ok. 2500 Hz przy obciążeniu 40 kN) dla belki II. Wymaga to, w przeciwieństwie do analizy w dolnym zakresie częstotliwości, dokładniejszego badania kształtu funkcji transmitancji (widma), a nie tylko określenie głównej składowej w analizowanym przedziale.



Rys. 11. Zmiany częstotliwości składowej „2500 Hz” w funkcji kwadratu sztywności, dla górnego zakresu częstotliwości analizy i obciążeń powyżej 40 kN

4. WNIOSKI

Przedstawione miary wibroakustyczne pozwalają na określenie stanu obciążenia belki betonowej. W szczególności w zakresie obciążeń niskich (dla badanych obiektów poniżej 35 kN) bardzo przydatna jest analiza w dolnym zakresie częstotliwości, a dla obciążeń wysokich można skorzystać z analizy zmian jednej ze składowych w górnym paśmie częstotliwości lub określić miarę łączną dla kilku składowych. Analizując zmiany częstotliwości z dolnego i górnego zakresu możemy też określić czy została przekroczona wartość siły powodująca destrukcję materiału. Analiza zmian wartości funkcji transmitancji (widma) dla kolejnych obciążeń nie wykazuje tak dużych możliwości jak analiza zmian częstotliwości.

Pewnym problemem w wykorzystaniu przedstawionych miar jest pewna niejednoznaczność w interpretacji wyników w dolnym paśmie

częstotliwości. Dla belki nieobciążonej częstotliwość podstawowa wynosi ok. 435 Hz co odpowiada w przybliżeniu częstotliwości przy sile 20 kN. Związane jest to ze zmianą sposobu podparcia belki z dwupunktowego dla belki nieobciążonej na trzypunktowy dla belki obciążonej.

Otrzymane wyniki pozwalają na wysunięcie tezy, że pomiary drgań belki, wywołanych wymuszeniem impulsowym, mogą służyć jako metoda pośredniego określania obciążenia i stanu technicznego konstrukcji betonowych zbrojonych.

Badania wykonano w ramach pracy COST Action 534.

LITERATURA

- [1] Bendat J.S., Piersol A.G.: Random data: Analysis and measurement procedures, Państwowe Wydawnictwo Naukowe, Warszawa 1976 (in polish).
- [2] Brüel&Kjær Technical Review No. 3/1987.
- [3] Dąbrowski Z., Dziurdź J., Skórski W.W., Vibration of the Masts Made of Epoxy-Carbon Composites and Glued Veneer, 10th APVC, Royal Resort, Australia 10-14.11.2003, pp. 75-80.
- [4] Dziurdź J.: Analiza drgań konstrukcji nośnej wykonanej z materiału niejednorodnego, XXXIII Sympozjum „Diagnostyka Maszyn”, Węgierska Górka, 2005, CD-R.
- [5] Osiński Z.: Teoria Drgań, Państwowe Wydawnictwo Naukowe, Warszawa 1978.



dr inż. Jacek DZIURDŹ – absolwent Wydziału Samochodów i Maszyn Roboczych Politechniki Warszawskiej. Adiunkt w Instytucie Podstaw Budowy Maszyn Politechniki Warszawskiej. Zajmuje się problematyką związaną z diagnostyką maszyn, wibroakustyką maszyn oraz analizą sygnałów. Autor ponad 30 publikacji z zakresu diagnostyki wibroakustycznej i cyfrowej analizy sygnałów. Członek Polskiego Towarzystwa Diagnostyki Technicznej.

ZASTOSOWANIE MINIPRÓBEK W OCENIE STANU USZKODZENIA ZMĘCZENIOWEGO ELEMENTÓW KONSTRUKCYJNYCH

Jacek SUSZEK, Dariusz BOROŃSKI

Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn
Wydział Mechaniczny, Akademia Techniczno-Rolnicza
al. prof. S. Kaliskiego 7, 85-796 Bydgoszcz
tel. 052 340 82 78, fax. 052 340 82 71

Streszczenie

Eksplotacja obiektów technicznych w warunkach obciążeń zmiennych w czasie niesie ze sobą zagrożenia związane ze zmęczeniowym pękaniem elementów konstrukcyjnych. Cyklicznie zmienne obciążenie może prowadzić do stopniowej degradacji struktury, aż do inicjacji i rozwoju pęknięcia zmęczeniowego.

W referacie przedstawiono wyniki wstępnych badań mających na celu zastosowanie w ocenie stanu zmęczenia elementów konstrukcyjnych w fazie do inicjacji pęknięcia zmęczeniowego minipróbek materiałowych poddawanych obciążeniom odwzorowującym odkształcenia w węźle konstrukcyjnym.

Słowa kluczowe: trwałość zmęczeniowa, zmęczenie konstrukcji, diagnozowanie.

APPLICATION OF MINISPECIMENS IN ASSESSMENT OF FATIGUE DAMAGE OF STRUCTURAL PARTS

Summary

The exploitation of technical objects in the variable loading conditions carries a menace connected with the fatigue cracking of the structural parts. The cyclically changing loading may lead to gradual degradation of structure, up to fatigue crack initiation.

In the paper, results of preliminary verification of a new method of the fatigue damage assessment of structural parts analysis in the crack initiation period are presented. In the method the local strains existing in a structural parts, are applied to simple material minispecimen according to the local approach assumptions used in the fatigue design methods.

Keywords: fatigue life, fatigue of structures, fatigue testing, diagnostics.

1. WPROWADZENIE

Zmęczeniem w zagadnieniach budowy i eksploatacji maszyn określa się zespół zjawisk zachodzących w materiale pod wpływem cyklicznie zmiennych obciążeń. Na przebieg procesu zmęczenia mają wpływ czynniki konstrukcyjne, technologiczne i eksploatacyjne, w tym warunki środowiskowe np.: temperatura, wilgotność, czynniki chemiczne itp. [1].

Zmęczenie w początkowej fazie ma charakter lokalny i dotyczy zmian w mikroobjętościach materiału w zakresie zmian strukturalnych. W końcowej fazie, po inicjacji pęknięcia i jego rozwoju, ma charakter „globalny” mogący skutkować zniszczeniem złożonych, wielkogabarytowych konstrukcji.

Przebieg procesu zmęczenia w elementach konstrukcyjnych do inicjacji pęknięcia zależy od poziomu zmiennych odkształceń w obszarach ich koncentracji. Z powyższego stwierdzenia wynikają podstawowe problemy diagnozowania złożonych

obiektów. Należą do nich: konieczność wyznaczania potencjalnych obszarów pęknięć zmęczeniowych, dobór odpowiednich metod pomiarów zmiennych odkształceń, dobór odpowiednich kryteriów zmęczeniowych i hipotez sumowania uszkodzeń zmęczeniowych w obliczeniach zmęczeniowych lub odpowiedniej metody badań doświadczalnych.

Istnieje cała gama różnych metod diagnostycznych, które mogą być wykorzystane w celu przeprowadzenia analizy i rozpoznania stopnia zmęczenia konstrukcji. Ich szeroki opis metod znaleźć można np. w pracach [2-6].

Większość metod diagnostycznych znajduje zastosowanie głównie w okresie rozwoju pęknięcia zmęczeniowego. Niektóre z nich charakteryzują się prostotą przygotowania badania, jak np. metody wzrokowe czy penetracyjne, ale wiąże się to ze znacznymi ograniczeniami co do możliwości wykrywania pęknięć szczególnie w trudno dostępnych miejscach obiektów. Z drugiej strony pojawiające się pęknięcia zmęczeniowe można wykrywać technikami znacznie bardziej

skomplikowanymi. Często wiąże się to jednak z koniecznością stosowania złożonych procedur przygotowawczych do badań, np. wzorcowania.

W wielu przypadkach niemożliwa jest prawidłowa ocena stopnia degradacji badanych struktur poprzez zastosowanie jednej techniki diagnozowania. Koniecznym w związku z tym jest projektowanie stanowisk diagnostycznych umożliwiających zastosowanie kilku metod jednocześnie.

Ponadto niektóre techniki diagnostyczne wymagają specjalnego przygotowania badanych obiektów i przez to często wstrzymania pracy badanego urządzenia, a niekiedy jego częściowego demontażu.

Doświadczenie ponad 35 lat badań zmęczeniowych prowadzonych w Katedrze Podstaw Konstrukcji Maszyn, Akademii Techniczno-Rolniczej wskazuje, że skuteczną metodą oceny stanu uszkodzenia zmęczeniowego elementu konstrukcyjnego może być metoda doświadczalna, której koncepcja oparta jest na założeniu, że trwałość zmęczeniowa elementu konstrukcyjnego do inicjacji pęknięcia równa jest trwałości zmęczeniowej modelu (próbki), jeśli zmienność w czasie odkształceń próbki odpowiada zmienności odkształceń lokalnych elementu w strefie zmęczeniowego pęknięcia.

Głównym celem badań prezentowanych w pracy jest weryfikacja możliwości diagnozowania stanu zmęczenia elementów z nieciągłościami geometrycznymi poprzez monitorowanie odkształceń lokalnych w strefie śpiętrzeń naprężeń i ich równoległe odwzorowanie na próbkach materiałowych. Pozytywne wyniki badań doprowadzić mogą do budowy testerów zmęczeniowych, umożliwiających ocenę stanu degradacji maszyn i urządzeń.

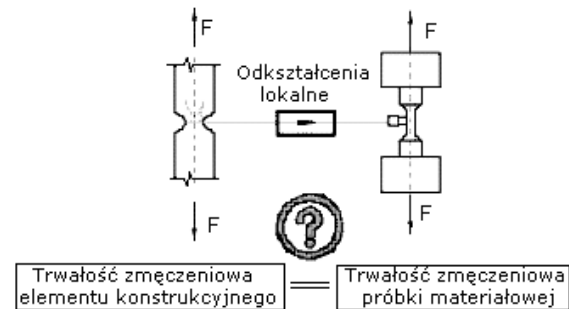
2. ISTOTA METODY OCENY STANU USZKODZENIA ZMĘCZENIOWEGO

Istota prezentowanego w pracy podejścia do diagnozowania stanu uszkodzenia zmęczeniowego obiektu w fazie inicjacji pęknięcia oparta jest na założeniu o możliwości odwzorowania przebiegu zmęczenia w strefie zmęczeniowego pęknięcia elementu konstrukcyjnego w reprezentującej ją jednorodnej próbce materiałowej, stanowiącej fizyczny model rozpatrywanego obszaru elementu konstrukcyjnego. Odwzorowanie to odbywa się poprzez przeniesienie lokalnego stanu obciążenia w rozpatrywanym obszarze elementu konstrukcyjnego na model (próbkę) o celowo dobranych cechach materiałowych i geometrycznych (rys.1).

Podobne założenie wykorzystywane jest w metodach obliczeń trwałości zmęczeniowej opartych na podejściu lokalnym [7]. Jednak ciągła niedoskonałość teoretycznego opisu procesu zmęczenia, związana m.in. z wykorzystywanymi w nich teoretycznymi modelami analizy odkształceń

lokalnych sprawia, że metody obliczeniowe nie mogą stanowić w pełni wiarygodnej podstawy metod diagnozowania złożonych obiektów technicznych.

Z tego względu, w omawianej metodzie do badania stanu uszkodzenia zmęczeniowego zastosowano modelowanie fizyczne, zarówno w zakresie samego obiektu jak i jego obciążania.



Rys.1. Schematyczne ujęcie problemu

Jednym z warunków poprawności założenia przyjętego w omawianej w pracy metodzie jest zapewnienie maksymalnej reprezentatywności modelu diagnozowanego obszaru elementu konstrukcyjnego. Dla zapewnienia podstawowej cechy prawidłowo opracowanego modelu, jaką jest zdolność do zastępowania badanego obiektu w procesie jego badań, konieczne jest spełnienie szeregu warunków. Istniejąca wiedza z zakresu zmęczenia materiałów i konstrukcji stanowi podstawę stwierdzenia, że w przypadku analizy stanu zmęczenia, warunki te dotyczą zarówno własności materiałowych i cech geometrycznych, jak i warunków obciążenia i oddziaływania otoczenia. Związane jest to m.in. z koniecznością uwzględnienia wpływu zmęczeniowych własności materiału, naprężeń własnych oraz efektu skali i wielkości próbki.

Najkorzystniejszym sposobem zapewnienia pełnego podobieństwa podstawowych własności materiału jest wykonanie testowanych próbek z tej samej dostawy materiału, z której wykonany jest badany obiekt. W tym celu koniecznym jednak jest wykonywanie próbek do badań już na etapie wytwarzania obiektu.

Ponadto, w celu zapewnienia maksymalnego podobieństwa zmęczeniowych własności materiału modelu i elementu konstrukcyjnego (w analizowanym obszarze), niezbędne jest odtworzenie wszystkich istotnych w punktu widzenia zmęczenia zabiegów technologicznych związanych z wytwarzaniem badanego elementu.

W wielu przypadkach, w rozpatrywanych strefach analizowanych elementów konstrukcyjnych mogą występować naprężenia własne, mogące w istotny sposób wpływać na ich trwałość zmęczeniową. Niezbędnym zatem jest doskonalenie metod umożliwiających teoretyczną lub doświadczalną analizę stanu odkształceń i naprężeń wywołanych zastosowanymi zabiegami

technologicznymi, procesem montażu i innymi czynnikami. Wyznaczone odkształcenia/naprężenia własne można następnie uwzględnić w procesie obciążenia próbki materiałowej, np. wprowadzając „offset” obciążenia odpowiadający ich obliczonym lub zmierzonym wartościom.

Jednym z założeń metody jest dążenie do minimalizacji wymiarów próbek stanowiących model analizowanych obiektów. Istnieje jednak niebezpieczeństwo znacznego odstępstwa od stanu rzeczywistego w przypadku zbytniego miniaturyzowania próbek. Wynika to z kilku czynników. Po pierwsze, ze znanego w analizie zmęczeniowej wpływu wielkości przedmiotu, będącego m.in. efektem probabilistycznego charakteru procesu zmęczenia. Po drugie pobieranie próbek o wielkości nieznacznie przekraczającej wymiary charakterystyczne badanych materiałów (wymiar ziarna, kryształu, krystalitu) może spowodować, że prowadzone badania będą odnosić się do pojedynczych składników strukturalnych, nie zaś do ich „uśrednionego” zachowania w złożonej strukturze metalograficznej, jaka najczęściej występuje w materiale elementów konstrukcyjnych.

Powodzenie opracowanej metody oceny stanu uszkodzenia zmęczeniowego, niezwykle silnie zależny od skuteczności doświadczalnych metod pomiaru odkształceń w strefach zmęczeniowego pęknięcia.

Położenie stref zagrożonych powstawaniem pęknięć zmęczeniowych jest nierozdzielnie związane z lokalnymi spiętrzeniami odkształceń i naprężeń. Te zaś mogą być spowodowane zarówno czynnikami geometrycznymi (nieciągłości geometryczne – karby geometryczne), jak i strukturalnymi (niejednorodności materiałowe – karby strukturalne).

Zarówno w jednym jak i drugim przypadku, pomiar odkształceń w strefach spiętrzenia odkształceń jest niezwykle trudny technicznie. Wynika to m.in. z występowania często bardzo silnych gradientów odkształceń, które powodują że do pomiaru odkształceń trzeba stosować metody umożliwiające analizę nie tyle odkształcenia lokalnego co jego rozkładów.

Spośród wielu metod pomiarowych, tylko nieliczne techniki pozwalają na skuteczne wyznaczanie rozkładów odkształceń i ich wartości lokalnych w warunkach obciążeń cyklicznie zmiennych w czasie (np. metoda laserowej interferometrii siatkowej zastosowana w systemie LES) [8,9].

To ograniczenie sprawia, że w niektórych przypadkach analizy odkształceń konieczne może być wspomagające stosowanie metod teoretycznych, np. metody elementów skończonych lub metod hybrydowych (np. doświadczalno-numerycznych) [8,10].

Współczesne możliwości pomiaru odkształceń lokalnych wskazują jednak na możliwość zastosowania mikroczytników pomiarowych, umożliwiających pomiar odkształceń na bardzo

małych bazach pomiarowych. Wykorzystane w tym celu mogą być, między innymi rozwiązania stosowane w mikro i nanotechnologiach do wytwarzania układów MEMS (micro-elektromechanical-systems). Jednak podobnie jak w przypadku uwagi dotyczącej miniaturyzacji próbek, tak i w przypadku ograniczania bazy pomiarowej czujników przemieszczeń i odkształceń, trzeba mieć na względzie wymiary charakterystyczne materiału, takie jak wielkość ziarna, czy kryształu, aby pomiar był reprezentatywny dla całej struktury, a nie dla jej przypadkowych elementów.

Możliwość bieżącej oceny stanu zmęczenia elementów konstrukcyjnych na bazie oceny przebiegu procesów zmęczeniowych zachodzących w próbkach (minipróbkach) materiałowych wymaga ciągłej transmisji danych o stanie odkształceń w strefach zmęczeniowego pęknięcia do minitesterów zmęczeniowych. Ich zadaniem jest bieżące odtwarzanie mierzonych (ewentualnie mierzonych i przeliczanych) wartości odkształceń lokalnych na minipróbkach materiałowych, stanowiących model fizyczny elementu konstrukcyjnego w strefie zmęczeniowego pęknięcia.

Zarówno stan aktualny, jak i spodziewane możliwości rozwojowe przewodowej i bezprzewodowej transmisji danych, zapewniają możliwość realizacji opracowanej metody oceny stanu zmęczenia w obiektach znacznie oddalonych od stacji testerów zmęczeniowych.

Założenie, o możliwości odtworzenia przebiegu procesu zmęczenia w jednorodnej próbce materiałowej, stwarza potencjalną możliwość wykorzystania w ocenie stanu uszkodzenia zmęczeniowego obok modeli fizycznych, modeli matematycznych, np. hipotez sumowania uszkodzeń zmęczeniowych, analitycznych i numerycznych metod obliczeń odkształceń lokalnych.

Takie podejście do procesu diagnozowania stanu zmęczenia może mieć istotne znaczenie szczególnie w przypadku konstrukcji wielkogabarytowych, w których ocena stanu uszkodzenia zmęczeniowego zarówno w okresie inicjacji jak i rozwoju pęknięcia stanowi niejednokrotnie znaczny problem techniczny [11].

3. OPIS BADAŃ WERYFIKACYJNYCH

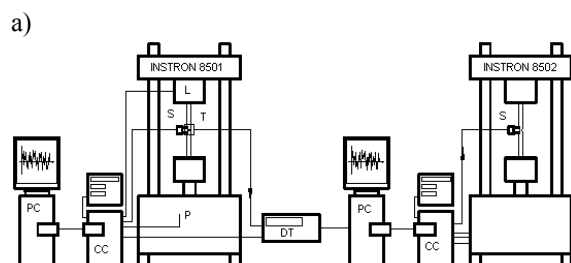
Celem prowadzonych badań była weryfikacja możliwości oceny stanu zmęczenia elementów z nieciągłościami geometrycznymi poprzez monitorowanie odkształceń lokalnych w strefie zmęczeniowego pęknięcia elementu konstrukcyjnego i ich równoległe odwzorowanie na próbkach materiałowych. Słuszność przyjętego założenia analizowano poprzez porównanie trwałości zmęczeniowej obiektu poddanego obciążeniu eksploatacyjnemu z trwałością próbki materiałowej poddanej obciążeniu „lokalnemu”.

Badania weryfikacyjne przeprowadzono na

zaprojektowanym w tym celu stanowisku badawczym pokazanym [12] na rysunku 2. Jego główne elementy to: maszyny wytrzymałościowe FM z cyfrowymi układami sterowania CC, urządzenie transmisji danych DT i komputery PC do archiwizacji i analizy danych.

Praktyczna realizacja opracowanej koncepcji badań stanu uszkodzenia zmęczeniowego w strefach zmęczeniowego pęknięcia elementów konstrukcyjnych w warunkach laboratorium badawczego wymagała zastosowania dwóch współpracujących ze sobą układów obciążających: dla elementu konstrukcyjnego i jednorodnej próbki materiałowej.

W tym celu zastosowano dwie standardowe maszyny do badań zmęczeniowych Instron 8501 i 8502 z cyfrowymi systemami sterowania 8500 i 8500 plus (rys.2b).



Rys. 2. Schemat stanowiska do badań weryfikacyjnych (a). Maszyny do badań zmęczeniowych Instron 8501 i 8502 (b)

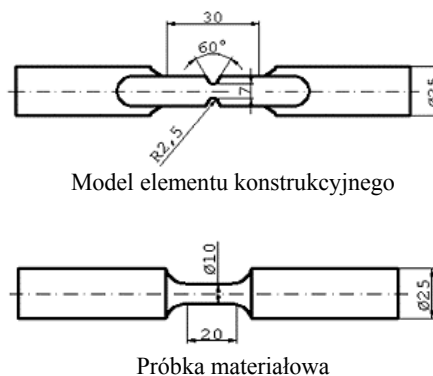
Pierwsza maszyna (8501) realizowała zadany przebieg obciążenia eksploatacyjnego na wybranym do badań elemencie konstrukcyjnym. Jednocześnie, w wybranych strefach elementu realizowany był pomiar odkształceń lokalnych. Wartość zmierzonego odkształcenia przekazywana była na drugą maszynę (8502), której zadaniem była realizacja obciążenia jednorodnej próbki materiałowej, stanowiącej model fizyczny elementu konstrukcyjnego w strefie zmęczeniowego pęknięcia. Do pomiaru odkształceń w próbce stosowany był standardowy ekstensometr pozwalający na pracę maszyny w warunkach kontrolowanej wartości odkształcenia.

Ciągły pomiar odkształceń lokalnych pozwalał na dwójaki charakter pracy drugiej maszyny.

Pierwszy polega na bezpośrednim „przenoszeniu” stanu odkształcenia lokalnego na próbkę materiałową, bez analizy zadawanego obciążenia. W drugim trybie obciążania, przebieg odkształceń lokalnych podlega wcześniejszej „obróbce” w celu wyznaczenia minimalnych i maksymalnych wartości odkształcenia w cyklu. Zarówno w pierwszym, jak i drugim trybie obciążania następuje zachowanie warunku pełnego odwzorowania przebiegu odkształcenia lokalnego, z tą różnicą, że w drugim przypadku nieznacznie upraszcza się sposób sterowania zadawaniem obciążenia na próbce materiałowej.

Jako obiekt badań przyjęto próbkę z karbem geometrycznym o promieniu R2.5mm, która w sposób uproszczony odzwierciedla miejsce spiętrzenia naprężeń i odkształceń w elemencie konstrukcyjnym. Na dnie karbu geometrycznego mierzono wartość odkształceń lokalnych z zastosowaniem technik tensometrycznych (m.in. tensometry o bazie 0.5 mm).

Próbka materiałowa zaprojektowana została zgodnie z normą do badań niskocyklowych [13]. Obiekt badań i próbka materiałowa wykonane zostały z węglowej stali 45, której własności podano w tabeli 1, a kształt i wymiary próbek przedstawiono na rysunku 3.



Rys.3. Obiekty badań

Tabela 1. Własności statyczne i cykliczne stali 45

Symbol	Jednostka	Wartość
E	MPa	210000
R_e	MPa	410
R_m	MPa	680
K'	MPa	1233
n'	-	0,1976

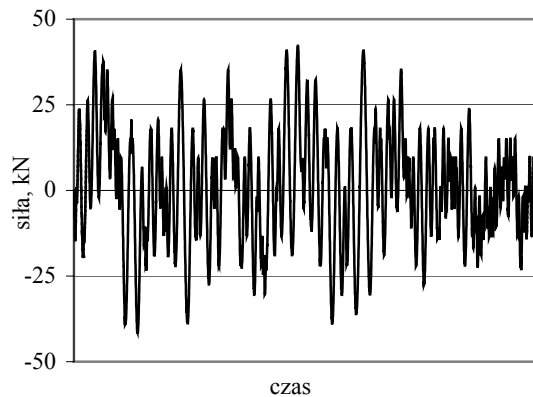
W badaniach weryfikacyjnych wykorzystano rzeczywisty przebieg eksploatacyjny. Przykładowy fragment zastosowanego w badaniach przebiegu eksploatacyjnego przedstawia rysunek 4. Jego efektem jest przebieg zmian odkształceń lokalnych w dnie karbu geometrycznego, którego fragment przedstawia rysunek 5.

Rejestrowany przebieg odkształceń lokalnych odtworzono w próbce materiałowej poddawanej osiowemu obciążeniu.

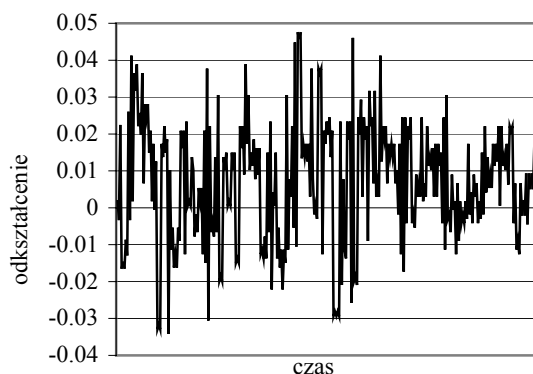
4. WYNIKI BADAŃ

Wyniki badań weryfikacyjnych przedstawiono na rysunku 6 w postaci wykresów trwałości zmęczeniowej badanych elementów.

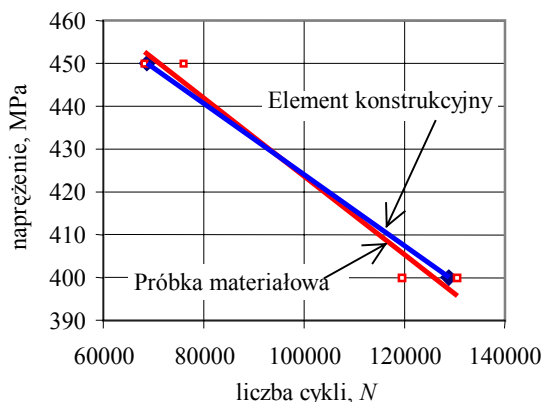
Czynnikiem określającym uszkodzenie badanych próbek było pojawienie się pęknięcia zmęczeniowego, a nie całkowite zerwanie badanych elementów.



Rys.4. Przykładowy fragment przebiegu eksploatacyjnego



Rys.5. Przykładowy fragment przebiegu odkształceń lokalnych



Rys.6. Wykresy trwałości zmęczeniowej badanych obiektów

W przypadku, gdy do czasu inicjacji pęknięcia w obiekcie nie wystąpiło pęknięcie w próbce, próbkę obciążano dalej wykorzystując wcześniej

zarejestrowany przebieg odkształcenia lokalnego. Było to możliwe dzięki zastosowaniu w badaniach jako przebiegu eksploatacyjnego (któremu poddawany był obiekt) powtarzających się bloków obciążenia zawierających od 10 000 do 20 000 cykli.

5. PODSUMOWANIE

Wyniki przeprowadzonych badań weryfikacyjnych potwierdzają nieistotność różnic trwałości zmęczeniowej elementu konstrukcyjnego i modelowej, jednorodnej próbki materiałowej. Tym samym potwierdzono, że istnieje możliwość zastosowania metod oceny trwałości zmęczeniowej opartych na podejściu lokalnym (stosowanych w metodach obliczeń trwałości zmęczeniowej) w doświadczalnej ocenie stanu zmęczenia złożonych obiektów, poprzez zastosowanie minipróbek poddawanych odkształceniom lokalnym występującym w strefach zmęczeniowego pęknięcia diagnozowanych obiektów.

Analiza wartości odkształceń lokalnych wymaga jednak bardzo specyficznych technik pomiarowych. Podstawowym problemem w prowadzonych badaniach jest trudny technicznie pomiar odkształceń w niewielkim obszarze dna karbu.

Odwzorowanie cyklicznie zmiennego odkształcenia lokalnego w strefie zmęczeniowego pęknięcia elementu konstrukcyjnego na minipróbkę materiałowej może doprowadzić do zmniejszenia kosztów analizy diagnostycznej, a także może otworzyć nowe możliwości w zakresie ciągłego monitorowania stanu uszkodzenia zmęczeniowego obiektu poprzez zastosowanie wielu technik i metod pomiarowych, takich jak metody rentgenowskie, akustyczne, magnetyczne, czy inne.

LITERATURA

- [1] Kocańda S., Szala J.: Podstawy obliczeń zmęczeniowych, PWN, Warszawa, 1997.
- [2] Beevers C.J., Coffey J.M., Curry D.A., Duggan T.V., Knott J.F., Richards C.E.; The measurement of crack length and shape during fracture and fatigue, Engineering Materials Advisory Services LTD, London, United Kingdom 1980.
- [3] Marsh K.J., Smith R.A. Ritchie R.O.; Fatigue crack measurement: techniques and applications, Engineering Materials Advisory Services LTD, London, United Kingdom 1991.
- [4] Szala, J.: Przegląd możliwości diagnozowania obiektów technicznych ze względu na zmęczeniowe pękanie, Przegląd Mechaniczny, 4, 2003, s. 7-15.
- [5] Radkowski S.: Wykorzystanie SWA w diagnozowaniu zmęczeniowych uszkodzeń kół zębatach. Materiały II Seminarium - Wibroakustyczna Diagnostyka Procesów Zmęczeniowych, Wydawnictwo Instytutu Budowy Maszyn, Politechnika Warszawska, 2003, s. 35-52.

- [6] Tylikowski A. Pietrzakowski M.: Monitoring uszkodzeń cienkościennych konstrukcji kompozytowych. Materiały II Seminarium - Wibroakustyczna Diagnostyka Procesów Zmęczeniowych, Wydawnictwo Instytutu Budowy Maszyn, Politechnika Warszawska, 2003, s. 27-34.
- [7] Szala J., Boroński D.: Comparative analysis of experimental and calculated fatigue life of the 45 steel notched structural member, *Archiwum budowy maszyn*, Zeszyt 1-2, str. 111, 1995.
- [8] Boroński D.: Doświadczalna analiza rozkładów odkształceń w strefach zmęczeniowego pękania. Wydawnictwa Uczelniane ATR, Bydgoszcz, 2005.
- [9] Boroński D., Szala J.: Laser grating extensometer LES for fatigue full-field strain analysis. [In:] ECF 14 Fracture Mechanics Beyond 2000, A. Neimitz eds, EMAS, 2002, s.297-304.
- [10] Boroński D., Szala J.: The hybrid strain analysis in fatigue loading conditions. [In:] Fatigue 2002, A.F. Bloom eds, EMAS, 2002, s.2775-2782.
- [11] Szala J.; Ocena stanu obiektu poddanego eksploatacyjnym obciążeniom na podstawie hipotezy linii stałych uszkodzeń zmęczeniowych. *Diagnostyka* vol. 34, 2005r.
- [12] Suszek J.; The experimental verification of the possibility of using the local strain analysis In structure diagnostics considering fatigue, 4th Youth Symposium on Experimental Solid Mechanics, str. 7, Publishing company of University of Bologna, Bologna, Italy 2005.
- [13] PN-84/H-04334 - Badania niskocyklowego zmęczenia metali.



Jacek SUSZEK; mgr inż., urodzony w 1975r. w Szubinie. Ukończył studia wyższe na Wydziale Mechanicznym Akademii Techniczno-Rolniczej w roku 2000. Tytuł magistra inżyniera w zakresie specjalności Technologia Maszyn uzyskał w 2000 roku, po obronie pracy magisterskiej nt. „Uwarunkowania dotyczące poprawnego opracowania technologii spajania w aspekcie inżynierii jakości”. Od roku 2000 asystent w katedrze Podstaw Konstrukcji Maszyn Wydziału Mechanicznego Akademii Techniczno – Rolniczej w Bydgoszczy. Obecnie uczestnik studiów doktoranckich na Wydziale Mechanicznym Akademii Techniczno – Rolniczej w Bydgoszczy. W pracy naukowej zajmuje się zagadnieniami związanymi ze zmęczeniem materiałów i konstrukcji.



Dariusz BOROŃSKI, dr inż., adiunkt, Kierownik Zakładu Podstaw Projektowania Układów Mechatronicznych Katedry Podstaw Konstrukcji Maszyn Akademii Techniczno-Rolniczej w Bydgoszczy. Zainteresowania naukowe obejmują głównie zagadnienia związane ze zmęczeniem materiałów i konstrukcji, metodami eksperymentalnymi w budowie i eksploatacji maszyn oraz projektowaniem mechatronicznych układów badawczo-pomiarowych. Sekretarz naukowy Międzysekcyjnego Zespołu Zmęczenia i Mechaniki Pękania Komitetu Budowy Maszyn PAN, członek Sekcji Mechaniki Eksperymentalnej Ciąła Stałego Komitetu Mechaniki PAN.

CHARAKTERYSTYKI ENERGETYCZNE PROCESU DEGRADACJI TECHNICZNEJ STRUKTUR Z BETONU SPRĘŻONEGO

Henryk KAŻMIERCZAK¹⁾, Jacek KROMULSKI²⁾

Przemysłowy Instytut Maszyn Rolniczych
60-963 Poznań, ul. Starołęcka 31

¹⁾ tel. 0618712279, e-mail: kazmhennr@pimr.poznan.pl,

²⁾ tel. 0618712204, e-mail: kromulsk@pimr.poznan.pl

Roman BARCZEWSKI³⁾, Czesław CEMPEL⁴⁾

Politechnika Poznańska Instytut Mechaniki Stosowanej
60-965 Poznań, ul. Piotrowo 3

³⁾ tel. 0616652390 e-mail: roman.barczewski@put.poznan.pl

⁴⁾ tel. 0616652390 e-mail: czeslaw.cempel@put.poznan.pl

Streszczenie

Elementy obiektów mechanicznych ulegają zużyciu z różną intensywnością. Proces degradacji odzwierciedla się w charakterystykach dynamicznych i charakterystykach mocy obiektu uzyskiwanych na podstawie drganiowych sygnałów testujących. W artykule przedstawiono ideę energetycznej metody identyfikacji stanu degradacji belek strunobetonowych. Belki obciążano statycznie, aż do ich pęknięcia. Metoda ta może być stosowana w badaniach rozptyłu energii i zmian strukturalnych w obiektach mechanicznych.

Słowa kluczowe: diagnostyka, proces degradacji, rozptyw energii.

ENERGETIC CHARACTERISTICS OF TECHNICAL DEGRADATION PROCESS OF PRESTRESSED CONCRETE STRUCTURES

Summary

Elements of mechanical objects wear with various intensities. Degradation process manifests itself in dynamic and power characteristics formulated on the basis of vibration testing signal. The paper presents the idea of energetic identification method of degradation stage of prestressed concrete. Beams have been subject to static load until their crack. This method can be applied in research of energy distribution and structural changes in mechanical objects.

Keywords: diagnostics, degradation process, energy distribution.

1. MODEL ANALIZY DEGRADACJI OBIEKTU MECHANICZNEGO. ENERGETYCZNA METODA OCENY STANU TECHNICZNEGO OBIEKTU MECHANICZNEGO

Obiekt mechaniczny jest systemem mechanicznym o określonym przestrzennym rozkładzie mas, sztywności i tłumień [1].

Uszkodzenie elementu może wystąpić w wyniku ewolucyjnego procesu destrukcji lub w wyniku chwilowego przeciążenia [1]. Niszczenie układu mechanicznego następuje wówczas, gdy porcja energii (mocy) spowoduje zmianę jego własności strukturalnych, lub gdy przy ciągłej kumulacji energii nastąpi przekroczenie wartości granicznych, powodując niszczenie węzła

konstrukcyjnego. Procesy te mają wymiar energetyczny [5-6].

Jeśli przyrost pracy sił zewnętrznych działających na wyodrębniony element systemu jest większy od dopuszczalnego przyrostu energii wewnętrznej, następuje zmiana konfiguracji struktury na zaburzoną, co oznacza destrukcję tego fragmentu struktury. Bezpośrednią przyczyną uszkodzenia materiału jest utrata stateczności równowagi wewnętrznej w odkształconym materiale [4]. Do teoretycznego wyznaczenia niebezpiecznych (ze względów wytrzymałościowych) stanów odkształcenia niezbędna jest znajomość fizycznego modelu materiału zdefiniowanego za pomocą gęstości energii odkształcenia [1].

W badaniach stanu technicznego i ocenie trwałości obiektu, sprowadzającym się do śledzenia trendu ewolucji destrukcji posłużono się metodą analizy rozkładu mocy obciążeń dynamicznych [1]. Metoda ta jest podstawą identyfikacji trendu destrukcji. Jest nowoczesną, energetyczną metodą analizy trwałościowej obiektu.

Budując model degradacji obiektu technicznego należy uwzględnić moc dyssypowaną N_d traconą na procesy destrukcji [4-5].

Wielkościami opisującymi proces są siły wymuszające F_k , moce obciążeń N_k i moce przenoszone N_{ik} dla zjawisk destrukcji wewnętrznej. Rozpływ energii drganiowej jest modelowany podobnie jak przepływ ciepła w strukturze. Metoda uwzględnia przestrzenną zmianę energii w indywidualnych podsystemach oraz przepływ energii między podsystemami. Badając rozkład gęstości energii w każdym podsystemie uzyskuje się przestrzenną zmianę odpowiedzi drganiowej (w dziedzinie przyspieszenia, naprężenia, ciśnienia akustycznego, itp.).

Główną ideą metody jest fakt, że stan drganiowy może być reprezentowany przez gromadzoną, dyssypowaną i przenoszoną energię. Z teorii mechaniki ośrodków ciągłych wynika, że rozkład energii w strukturze podlega zachowaniu energii. Zasada zachowania energii dla ośrodków ciągłych może być przedstawiona jako (1):

$$\frac{\partial e}{\partial t} + \nabla \bar{p} + p_{dyss.} = 0 \quad (1)$$

gdzie: e – jest gęstością energii, $\mathbf{q}$ – jest wektorem gęstości drganiowej i $p_{dyss.}$ – przedstawia energię rozproszoną.

W warunkach stacjonarnych pochodna względem czasu może być pominięta.

W jednym z prostych modeli dyssypacji energii poprzez tłumienie (np. tłumienie histerezy) mamy:

$$p_{dyss.} = \omega \eta_e \quad (2)$$

Równanie to jest dobrym przedstawieniem uśrednionego przestrzennego tłumienia struktury, szczególnie w wysokich częstotliwościach.

Zgodnie z naturą procesów, zjawisko degradacji struktur mechanicznych opisywane może być poprzez wielkości energetyczne.

Praca zewnętrznej siły wymuszającej jest równa pracy sił tłumienia w układzie, będącej miarą destrukcji. Wartość zrealizowanej pracy jest funkcją miar tłumienia i amplitudy drgań. Uzyskuje maksymalne wartości w rezonansie.

Holistyczny model stanu obciążeń maszyny opisywany jest przez macierz gęstości widmowych mocy - mocy obciążeń dynamicznych w systemie mechanicznym [1]:

$$\{G_{N_{ik}}(j\omega, \Theta)\} = \mathbf{H}_{V_{ik}}(j\omega, \Theta) \cdot \mathbf{G}_{F_k F_k}(j\omega, \Theta) \quad (3)$$

gdzie: $\mathbf{H}_{V_{ik}}(j\omega, \Theta)$ – macierz mobilności dynamicznych,
 $\mathbf{G}_{F_k F_k}(j\omega, \Theta)$ – macierz gęstości widmowych wymuszeń.

Elementy macierzy (4) charakterystyk dynamicznych [1]:

$$\mathbf{H}_{ik}(j\omega, \mathbf{D}(r, \Theta)) = \begin{bmatrix} H_{11}[j\omega, D_{11}(\Theta)] & \dots & H_{1n}[j\omega, D_{1n}(\Theta)] \\ \dots & \dots & \dots \\ H_{n1}[j\omega, D_{n1}(\Theta)] & \dots & H_{nn}[j\omega, D_{nn}(\Theta)] \end{bmatrix} \quad (4)$$

są funkcjami przestrzennej miary destrukcji systemu mechanicznego.

W wielowijściowym - wielowyjściowym (MIMO) systemie mechanicznym macierz rozkładu mocy obciążeń dynamicznych maszyny ma postać [1]:

$$\bar{N}_{ik}(\Theta) = \begin{bmatrix} \bar{N}_{11dyss.} & \bar{N}_{12} & \dots & \bar{N}_{1n} \\ \bar{N}_{21} & \bar{N}_{22dyss.} & \dots & \bar{N}_{2n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ \bar{N}_{r1} & \bar{N}_{r2} & \dots & \bar{N}_{rndyss.} \end{bmatrix} \quad r > n \quad (5)$$

przy czym $k = 1, 2, \dots, n$ – punkty przyłożenia wymuszeń zewnętrznych, $i = 1, 2, \dots, n, n+1, n+2, r$ – punkty badania przyjęte jako punkty krytyczne konstrukcji ze względu na jej trwałość.

Część rzeczywista mocy obciążenia jest miarą dyssypacji wewnętrznej powodującej destrukcję. Kumulacyjne skutki występowania obciążeń objawiają się destrukcją elementów konstrukcji. Miarą destrukcji jest praca wykonana w przedziale czasu $\Delta\Theta$; czyli $L_d = \int_{\Theta} N_d d\Theta$. Praca L_d jest

miarą ewolucji stanu technicznego układu. Przebieg wielkości podcałkowej wykresu $N_d(\Theta)$ pokazuje trend destrukcji w danym węzle konstrukcji.

Wielkością fizyczną stanowiącą podstawę do określenia wielkości granicznych decydujących o zniszczeniu zmęczeniowym materiału jest praca (energia) sił procesów destrukcji.

Elementy macierzy wyżeń energetycznych można zdefiniować następująco [1]:

$$W_{ik} = \frac{\int N_{ik}}{S_i} \quad (6)$$

gdzie: N_{ik} są mocami obciążeń dynamicznych w punktach „i” wywołanych przyłożeniem sił w punktach „k”,
 S_i – pole przekroju poprzecznego elementu konstrukcji w pkt. „i”, przy czym N_{ik} są średnimi mocami obciążeń przenoszonymi do punktu „i” maszyny z punktów „k” przyłożenia wymuszeń.

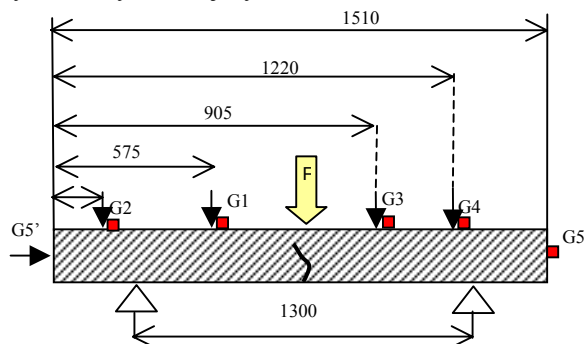
Do oceny trwałości zmęczeniowej wymagana jest znajomość mocy dyssypowanej (części rzeczywistej wyteżeń $ReW_{ik}(\Theta)$ i oddzielenie mocy sił sztywności dynamicznej $ImW_{ik}(\Theta)$) [7].

$$\int_{\Theta_0}^{\Theta_r} Re W_{ik}(\Theta) d\Theta + \frac{1}{2} \int_{\Theta_0}^{\Theta_r} Im W_{ik}(\Theta) d\Theta < E_{gr} \quad (7)$$

Aby wyznaczyć pracę sił procesu destrukcji należy znać funkcję podcałkową. Chwilowe przeciążenia mogą także osiągnąć wartości graniczne. Zniszczenie zmęczeniowe powstaje głównie w wyniku odkształcenia sprężystego lub plastycznego na krawędziach wad materiału. Ilość energii dyssypowanej oraz dystrybucja w objętości materiału decydują o trwałości elementów.

2. ENERGETYCZNE CHARAKTERYSTYKI DEGRADACJI STRUKTURALNEJ BELKI

Celem badań była analiza porównawcza procesu degradacji dwóch belek strunobetonowych (rys.1,2,3), o oznaczeniu: 118 i 125. Różniły się one stopniem sprężenia betonu. Badania stanu technicznego belek realizowano w oparciu o analizę wymuszenia testującego i odpowiedzi drganiowej belek. Badania prowadzono dla stopniowo zwiększanego obciążenia statycznego belki (siła F , przykładana w środku belki: 5, 10, ... 75 kN) i w narastających stanach degradacji - pęknięcia belki (wzrost głębokości szczeliny) w wyniku kolejno zadawanych obciążeń. Na rysunkach 4-5 zamieszczono porównanie modułów gęstości widmowych mocy G_N testujących obciążeń dynamicznych belek, wyznaczonych w poszczególnych stanach degradacji. Belki ulegały degradacji (pękaniu) z różną intensywnością. Jest to odzwierciedlane w charakterystykach dynamicznych i wartościach mocy obciążeń dynamicznych testujących.



Rys.1. Belka strunobetonowa obciążana statycznie. Rozmieszczenie punktów wymuszeń o charakterze impulsowym i punktów rejestracji drgań

Na rysunkach 4 i 5 zamieszczono moduły części urojonych i moduły części rzeczywistych gęstości widmowych mocy - mocy obciążeń dynamicznych $GN_{i3}(f)$ obydwu belek, gdzie $i = 1, 2, 3, 4, 5$, są

punktami badania odpowiedzi w badaniach testujących ich stan. Symbol $GN_{i3}(f)$ oznacza gęstość widmową mocy - mocy obciążeń testujących belki, wyznaczoną przy zadawaniu wymuszenia w punkcie 3 i pomiarze odpowiedzi w punkcie 1. Poszczególne charakterystyki przedstawione na rysunkach zostały wyznaczone w różnych stanach ich degradacji przy zadawaniu wymuszenia testującego. Charakterystyki te opisują stan degradacji belek.



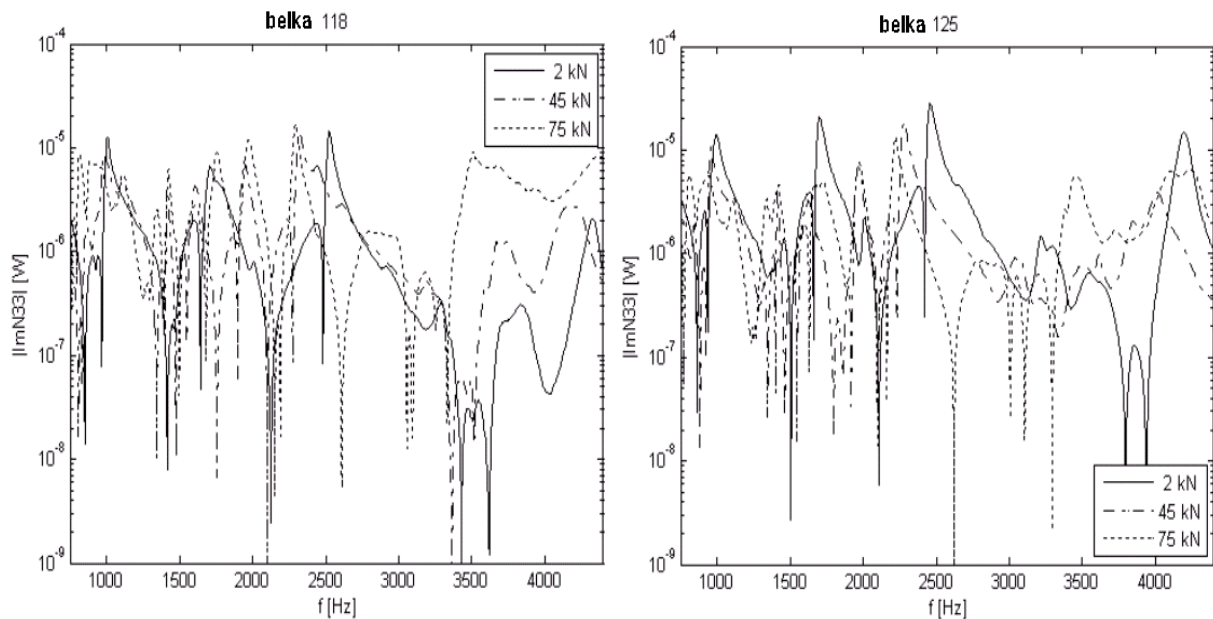
Rys.2. Testowanie belki z betonu sprężonego prowadzono po każdym kroku zwiększenia obciążenia statycznego i stopniowo postępującej degradacji struktury (pęknięcia).



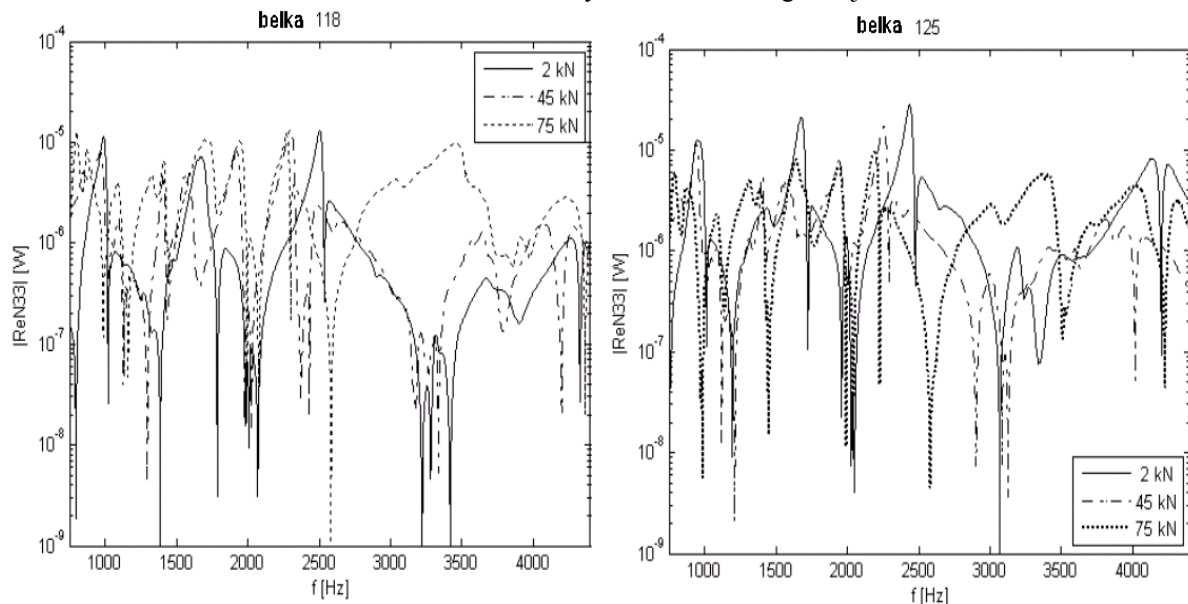
Rys.3. Utrata spójności betonu w miejscu statycznego obciążania belki.

Części rzeczywiste widm gęstości mocy - mocy sygnału testującego wyznaczają moc sił procesu degradacji belki podczas badań testujących różnych stanów belki. Natomiast części urojone $GN_{i3}(f)$ widm gęstości mocy - mocy są estymatami funkcyjnymi mocy sił sztywności dynamicznej i sił bezwładności belki. Ze wzrostem statycznego obciążenia ulegają obniżeniu częstotliwości maksimów charakterystyk. Oznacza to obniżenie sztywności dynamicznej belki (rys. 4).

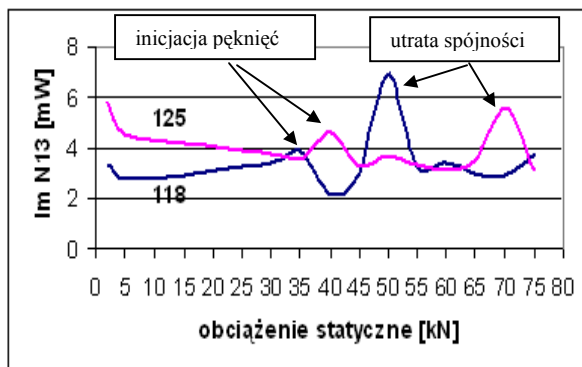
Analizując wykresy części rzeczywistych mocy sił w funkcji częstotliwości (w poszczególnych zakresach częstotliwości) obserwuje się duże zmiany (maksimów) w przebiegu tych funkcji (rys. 5), różne dla każdej z belek. Oznacza to, iż wraz ze wzrostem obciążeń statycznych belki wystąpiły procesy degradacyjne o różnej intensywności. Szczególnie w końcowej fazie badań wystąpił wzrost procesów degradacyjnych.



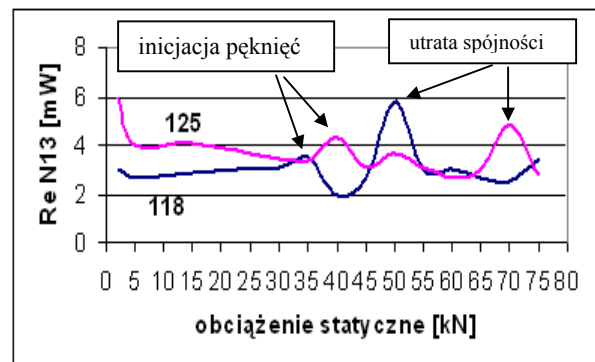
Rys.4. Porównanie gęstości widmowych mocy - mocy sił sztywności dynamicznych belek 118 i 125 w różnych stanach ich degradacji



Rys. 5. Porównanie gęstości widmowych mocy - mocy sił procesu degradacji (tłumienia wewnętrznego) belek w różnych stanach ich degradacji



Rys. 6. Charakterystyka zmian mocy sił sztywności dynamicznej



Rys. 7. Charakterystyka energetyczna degradacji belek betonowych

Na rysunkach 6 i 7 przedstawiono odpowiednio estymaty amplitudowe mocy dyssypowanych (rys. 6) i mocy sił sztywności dynamicznej (rys. 7) sygnałów testujących, wyznaczonych ze wzoru (8)

$$N_{ik} = \int_{\omega_1}^{\omega_2} G_{N_{ik}}(\omega) d\omega \quad (8)$$

Analizując charakterystyki funkcyjne (rys. 4 i 5) oraz wykresy amplitud mocy (rys. 6 i 7) obciążeń testujących w funkcji obciążenia belek stwierdzić należy, że w obydwu belkach wystąpiły pierwsze zmiany funkcji przenoszenia energii przy obciążeniu statycznym około 40 – 45 kN. Przy dalszym obciążaniu, wyższe wartości sztywności dynamicznej oraz przenoszenia energii odnotowano dla belki 125. Prawdopodobnie w belce 118 nastąpiła utrata spójności betonu już przy obciążeniach około 50 kN, natomiast w belce 125 przy obciążeniu około 70 kN. Całkowite zniszczenie belek – ich złamanie – wystąpiło przy 70-75 kN.

3. WNIOSKI

- 1) Metoda analizy rozplywu energii obciążeń dynamicznych pozwoliła wyznaczyć charakterystyki procesu degradacji obiektu mechanicznego.
- 2) Porównanie wyników przeprowadzonych badań i współbieżnej obserwacji spójności struktury belek potwierdziła, że na podstawie charakterystyk energetycznych możliwa jest detekcja i określenie obciążenia granicznego inicjującego pęknięcie struktury belki strunobetonowej.

LITERATURA

- [1] H. Kaźmierczak, Analiza rozkładu mocy obciążeń dynamicznych w systemach mechanicznych, Rozprawy Nr 363, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 2001.
- [2] H. Kaźmierczak, Dynamic load power distribution in mechanical systems, Zagadnienia Eksploatacji Maszyn, Zeszyt 3(127), 127-141, ITE Radom 2003.
- [3] H. Kaźmierczak, Badania trwałości zmęczeniowej maszyn metodą analizy rozkładu mocy obciążeń dynamicznych, Diagnostyka vol.26, 133-142, 2002, PTDT przy Wydziale Nauk Technicznych PAN.
- [4] H. Kaźmierczak, Energetic description of the destruction process of machine structural nodes, Machine Dynamics Problem, Vol. 27, No 3, 113-123, Warszawa 2003.
- [5] H. Kaźmierczak, Rola eksperymentu modalnego w badaniach trwałości struktur mechanicznych, w Zagadnienia Analizy Modalnej Konstrukcji Mechanicznych 131-137, AGH, Kraków 2003.
- [6] H. Kaźmierczak, Analiza destrukcji maszyny metodą rozkładu mocy obciążeń dynamicznych, DIAGNOSTICS'2004 – 3rd International Congress of Technical Diagnostics.
- [7] H. Kaźmierczak, J. Kromulski, T. Pawłowski, Energetyczne charakterystyki degradacji przyczepy, Diagnostyka vol.33, 2005, PTDT przy Wydziale Nauk Technicznych PAN.
- [8] H. Kaźmierczak, J. Kromulski, C. Cempel, R. Barczewski, Energetic description of the destruction process of steel concrete structures, COST Action 534 New Materials and Systems for Prestressed Concrete Structures, Workshop of COST on NTD Assessment and New Systems in Prestressed Concrete Structures, Radom 2005.

Praca naukowa finansowana ze środków budżetowych na naukę 136/E/SPB/COST/T07/DWM11, w ramach COST Action 534 "New materials and systems for prestressed concrete structures"- Use of the vibroacoustic signals for diagnosis of defect development in pre stressed concrete structures



Prof. dr hab.
Henryk KAŻMIERCZAK – absolwent Wydziału Mat. Fiz. Chem. Uniwersytetu im. Adama Mickiewicza w Poznaniu. Stopień doktora habilitowanego nauk technicznych z dziedziny mechanika uzyskał w 2002r. na Wydziale Budowy Maszyn i Zarządzania Politechniki Poznańskiej. Jest autorem ponad 250 publikacji naukowych. Zajmuje się zagadnieniami z dziedziny dynamiki maszyn, diagnostyki technicznej, identyfikacji własności dynamicznych maszyn, w tym metodami analizy modalnej. Ostatnie publikacje dotyczą energetycznego modelowania obciążeń w maszynach oraz zastosowań, opracowanej przezeń metody analizy rozkładu mocy obciążeń dynamicznych do badań procesów degradacji i trwałości maszyn.



Dr Jacek KROMULSKI jest adiunktem w Przemysłowym Instytucie Maszyn Rolniczych. W działalności naukowej zajmuje się zagadnieniami dynamiki strukturalnej, modelowania, analizy modalnej oraz analizy sygnałów. Jest autorem ponad 80 prac dotyczących wspomnianych zagadnień.



Dr inż.
Roman BARCZEWSKI
jest adiunktem oraz kierownikiem Laboratorium Diagnostyki Systemów w Instytucie Mechaniki Stosowanej Politechniki Poznańskiej. Specjalizacja: diagnostyka i wibroakustyka maszyn

i środowiska, diagnostycznie zorientowane metody i techniki cyfrowego przetwarzania sygnałów WA; samouczące i samoorganizujące systemy diagnostyczne. Członek Zespołu Ergonomii PAN/O Poznań, Członek Zarządu Głównego PTDT. Członek KT PKN nr 158 ds. Bezpieczeństwa maszyn i ergonomii.



Prof. dr hab.
Czesław CEMPEL jest kierownikiem Zakładu Wibroakustyki i Biodynamiki Systemów Wydziału Budowy Maszyn i Zarządzania Politechniki Poznańskiej, mult. dr h. c., członek korespondent Polskiej

Akademii Nauk, członek Komitetu Badań Naukowych w trzeciej kadencji. Jest członkiem wielu organizacji naukowych krajowych i zagranicznych np. IMEKO, EUROSCIENCE, GAMM. Jeden z założycieli PTDT w 1990 r. Obecnie jest honorowym przewodniczącym PTDT. Zajmuje się wibroakustyką i diagnostyką maszyn, inżynierią systemów, ekologią. Autor ponad 350 opublikowanych prac, 14 skryptów i książek.

MODEL UKŁADU DYNAMICZNEGO ZE ZMIENNYMI W CZASIE BŁĘDAMI OSIOWANIA

Zbigniew DĄBROWSKI, Radosław PAKOWSKI

Instytut Podstaw Budowy Maszyn

Politechnika Warszawska

02-524 Warszawa, ul. Narbutta 84, tel. +48 022 660 82 76

e-mail: zdabrow@simr.pw.edu.pl; rpakow@simr.pw.edu.pl

Streszczenie

W pracy przedstawiono wyniki modelowych badań wpływu charakterystyk sprzęgieł podatnych na odpowiedź dynamiczną układu w warunkach zmiennych w czasie błędów osiowania.

Słowa kluczowe: modelowanie, sprzęgła podatne, błędy współosiowości.

MODEL OF DYNAMIC STRUCTURE WITH COAXIALITY ERRORS CHANGING IN TIME

Summary

In article results of a model research of influence of flexible coupling characteristics on the system dynamic response under conditions of coaxiality errors changing in time were shown.

Keywords: modelling, flexible couplings, coaxiality errors.

1. WSTĘP

Mechaniczny zespół napędowy pojazdu, czy maszyny roboczej (lub całą maszynę) można traktować jako układ połączonych ze sobą elementów (podzespołów) w sposób szeregowy lub rzadziej szeregowo-równoległy. Każdy z tych podzespołów ma swoje właściwości dynamiczne rzutujące w sposób istotny na transmisję mocy i momentu obrotowego. Montaż elementów nigdy nie jest idealny. Nawet konstrukcje zwarte (kompaktowe) wytwarza się ze skończoną dokładnością, a tym samym problem wpływu nieosiowości na dynamikę maszyny jest zawsze widoczny. Można wyodrębnić dwie istotnie różne grupy zagadnień:

- nieuchronne błędy montażowe, powodujące nieosiowość, które są bardzo wolno zmienne w czasie, a zmiany te wynikają ze zużycia w trakcie eksploatacji elementów wirujących i łożysk;
- błędy nieosiowości zmieniające się w czasie w cyklu wolno- lub szybkozmiennym, ze względu na odkształcalność trwałą lub sprężystą konstrukcji nośnych.

Stosowanie coraz dokładniejszych obrabiarek oraz dostępność nowych materiałów konstrukcyjnych powodują znaczne obniżenie wpływu pierwszej grupy błędów na działanie układów napędowych. Natomiast obecna tendencja do oszczędności materiałów, w efekcie której powstają konstrukcje lekkie o małej sztywności,

wprowadzić może efekty grupy drugiej. Podobne efekty zaistnieć mogą przy niedostatecznej masie fundamentów, na których posadowione są maszyny, lub „osiadaniu” fundamentów w trakcie życia całego układu, czy też zastosowaniu nowoczesnych konstrukcji nośnych z wysokowytrzymałych, a lekkich tworzyw sztucznych lub kompozytów. Wymienione zjawiska powodują dodatkowe, nie uwzględniane przez konstruktora, obciążenie sprzęgieł i wałów maszynowych nimi łączonych, a ich skutki mogą zostać przeniesione poza maszynę i objąć nawet dalekie otoczenie.

Elementami, które mają zabezpieczyć konstrukcje przed wymienionymi zjawiskami są sprzęgła podatne.

2. CEL BADAŃ MODELOWYCH

Celem badań było:

- sprawdzenie możliwości takiego doboru charakterystyki sprzęgła podatnego, by zminimalizować wpływ zakłóceń osiowania na pracę układu;
- znalezienie i wykorzystanie miar drganiowych do diagnozowania stanu zużycia, wykrycia uszkodzeń doraźnych sprzęgieł oraz występujących błędów współosiowości.

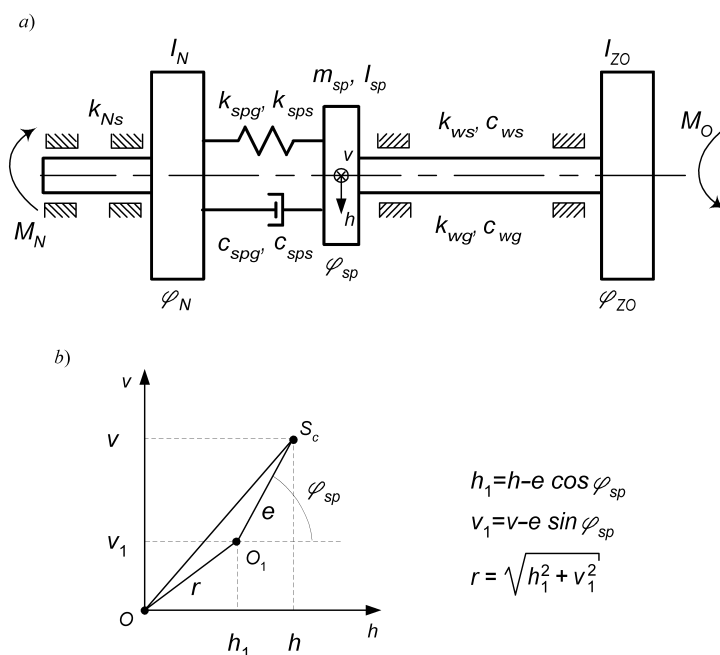
Dla różnych charakterystyk sztywności sprzęgieł w programie Matlab-Simulink zasymulowano pracę układu, na który działa wolnozmienna (zewnętrzna) wymuszenie kinematyczne o częstotliwości wielokrotnie mniejszej od częstotliwości

podstawowej obrotów wału, będące modelem zmiany w czasie błędów osiowania wynikających np. z podatności konstrukcji.

Główny nacisk położono na wieloelementowe sprzęgła podatne, w których obciążenie i -tej wkładki pracującej w warunkach niewspółosiowości składa się z obciążenia wynikającego z przenieszonego momentu, wirującego wraz z wałem oraz z obciążenia wynikającego z błędu osiowania (stałego lub zmiennego w nieruchomym układzie odniesienia) pomniejszonych o efekty wynikające z ugięcia wału i sworznia na którym wkładka pracuje.

3. PROPOZYCJA MODELU

Rozpatrzmy układ mechaniczny przedstawiony na rysunku 1 będący modelem stanowiska badawczego opisanego np. w [1], złożony z napędu, sprzęgła podatnego i odbiornika mocy. W modelu tym założono, że przesunięcie środka ciężkości występować będzie jedynie w biernej części sprzęgła podatnego. Masy napędu i odbiornika przyjęto jako wyrównoważone (jak w badanym obiekcie). Dla uproszczenia modelu pominięto wpływ siły ciężkości i efekty żyroskopowe.



Rys. 1. Model układu (opis oznaczeń w tekście): a) schemat ogólny; b) współrzędne środka ciężkości biernej części sprzęgła z uwzględnieniem ugięcia wału

Równania ruchu układu z uwzględnieniem wprowadzonych zewnętrznie cyklicznie zmiennych w czasie błędów (odchyłek) współosiowości oraz

opisu sprzęgła wieloelementowego są następujące (wyprowadzenie równań znaleźć można w [2]):

$$\begin{aligned}
 m_{sp} \ddot{h} + (c_{wg} + c_{spg}) \dot{h} + (k_{wg} + k_{spg}) h &= (k_{wg} + k_{spg}) e \cos \varphi_{sp} - k_{wg} u_w(t) - k_{spg} u_{sp}(t) \\
 m_{sp} \ddot{v} + (c_{wg} + c_{spg}) \dot{v} + (k_{wg} + k_{spg}) v &= (k_{wg} + k_{spg}) e \sin \varphi_{sp} \\
 I_N \ddot{\varphi}_N + c_{sps} (\dot{\varphi}_N - \dot{\varphi}_{sp}) + k_{Ns} \varphi_N + k_{sps} (\varphi_N - \varphi_{sp}) + k_{spo} r_{sw}^2 (\varphi_N - \varphi_{sp}) &= M_N \\
 I_{ZO} \ddot{\varphi}_O + c_{ws} (\dot{\varphi}_O - \dot{\varphi}_{sp}) + k_{ws} (\varphi_O - \varphi_{sp}) &= M_O \\
 I_{sp} \ddot{\varphi}_{sp} + c_{sps} (\dot{\varphi}_{sp} - \dot{\varphi}_N) + c_{ws} (\dot{\varphi}_{sp} - \dot{\varphi}_O) + \\
 + k_{sps} (\varphi_{sp} - \varphi_N) + k_{spg} e \cdot ((h + u_{sp}(t)) \sin \varphi_{sp} - v \cos \varphi_{sp}) & \\
 + k_{ws} (\varphi_{sp} - \varphi_O) + k_{wg} e \cdot ((h + u_w(t)) \sin \varphi_{sp} - v \cos \varphi_{sp}) + k_{spo} r_{sw}^2 (\varphi_{sp} - \varphi_N) &= 0
 \end{aligned} \tag{1}$$

W równaniach przyjęto następujące oznaczenia:

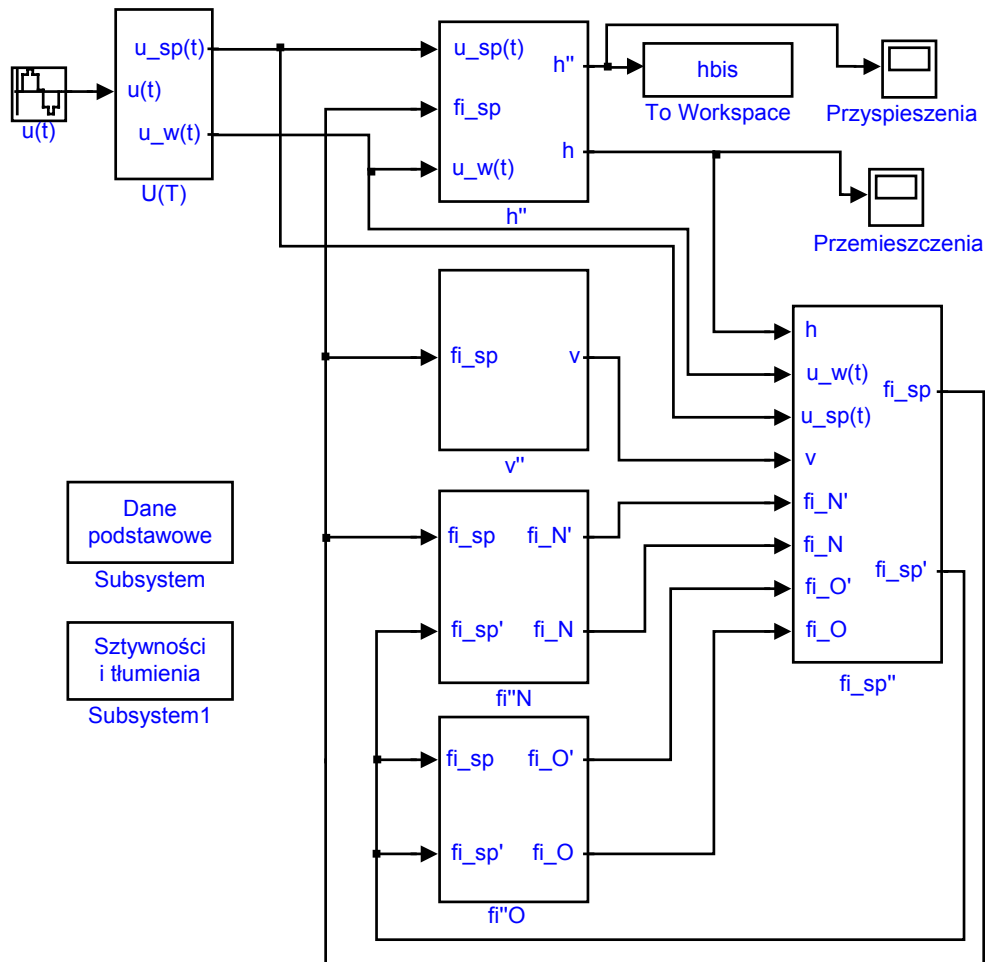
$M_N; M_O$ – moment napędowy i oporowy;
 I_N – zredukowany moment bezwładności napędu;
 I_{sp} – moment bezwładności biernej części sprzęgła;

I_{ZO} – zredukowany moment bezwładności odbiornika;
 m_{sp} – masa biernej części sprzęgła;
 r_{sw} – promień sworznia;
 k_{Ns} – sztywność skrętna napędu;
 $k_{spg}; k_{sps}$ – sztywność giętą i skrętną sprzęgła;
 $k_{wg}; k_{ws}$ – sztywność giętą i skrętną wału;

k_{spo} – sztywność sprzęgła na obrót wkładki;
 c_{spg}, c_{sps} – tłumienie giętne i skrętne sprzęgła;
 c_{wg}, c_{ws} – tłumienie giętne i skrętne wału;
 $\varphi_N; \varphi_{sp}; \varphi_O$ – kąty obrotu napędu, sprzęgła i odbiornika;
 $u_w(t); u_{sp}(t)$ – ugięcie wału i sprzęgła wywołane zmiennymi w czasie błędami;
 $h; v$ – pozioma i pionowa współrzędna środka ciężkości S_c z uwzględnieniem ugięcia wału;

$h_1; v_1$ – pozioma i pionowa współrzędna środka obrotu O_1 .

Dla układu równań różniczkowych (1) zbudowano model symulacyjny w środowisku Matlab Simulink, którego schemat ogólny przedstawiono na rysunku 2. Poszczególne bloki (h'' , v'' , fi_N'' , fi_O'' , fi_sp'') odpowiadają kolejnym równaniom różniczkowym.



Rys. 2. Model symulacyjny – schemat blokowy

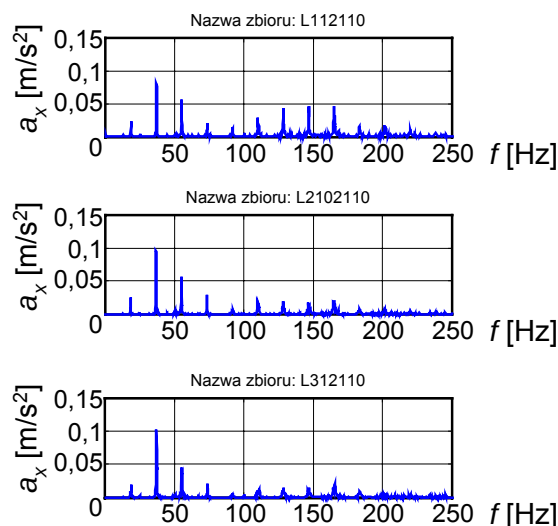
4. WYNIKI SYMULACJI

Porównując przykładowe wyniki symulacji komputerowej przedstawione na rysunku 2 z wynikami uzyskanymi z badań stanowiskowych (rys. 3) stwierdzić można, że odpowiedź modelu na zewnętrzne wymuszenie jest zgodna z odpowiedzią obiektu rzeczywistego. Zauważone charakterystyczne zmiany w widmie przyspieszeń drgań badanego obiektu (zmiana postaci drgań – przepływ energii między drugą i trzecią harmoniczną prędkości obrotowej) nie są tylko osobniczą cechą charakteryzującą konkretne stanowisko badawcze, lecz są odpowiedzią układu pracującego w warunkach zmiennej współosiowości.

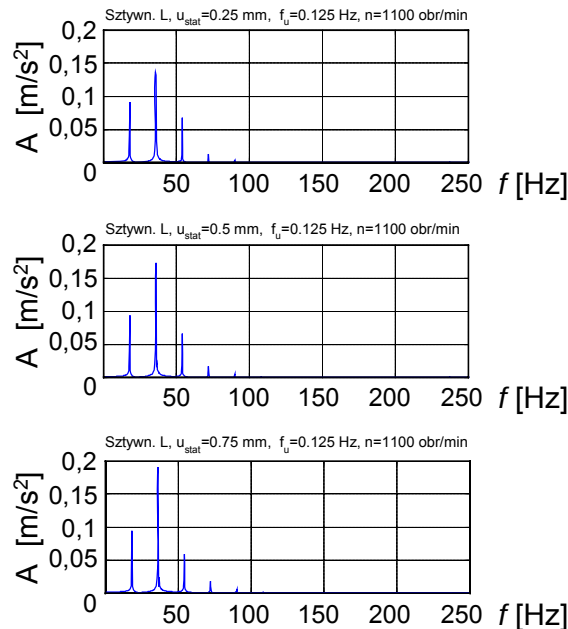
Różnice w widmach przyspieszeń drgań wynikają z maksymalnego uproszczenia modelu (np. braku opisu działania łożyskowania), jednak są nieistotne z punktu widzenia uzyskanego charakteru zmian dominujących harmonicznych.

Podsumowując stwierdzić należy, że odpowiedź dynamiczna modelu dla wprowadzanych parametrów jest jakościowo zgodna z odpowiedzią rzeczywistego układu przenoszenia mocy (zgodna z wynikami badań eksperymentalnych). Różnice ilościowe wynikają z nieliniowej charakterystyki „mechanicznej części toru pomiarowego”, którą stanowią łożyska wraz z ich obudowami i całym korpusem. Dlatego też do parametrów stanu dobieranych w procesie identyfikacji należy

dołączyć moduł transmitancji (w postaci współczynników wzmocnienia dla poszczególnych dominujących częstotliwości) i odpowiednio „przeskalować” uzyskane z symulacji widma. Tym samym zostanie uwzględniony fakt pośredniości pomiaru (zamocowanie czujnika drgań na obudowie).



Rys. 3. Widma przyspieszeń drgań obudowy dla zmiennego w czasie położenia osi z częstotścią 0,125 cykli/s (kolejno od góry dla: 0,25 mm; 0,5 mm; 0,75 mm) - wyniki z obiektu rzeczywistego



Rys. 4. Widma przyspieszeń drgań dla zmiennego w czasie położenia osi z częstotścią 0,125 cykli/s (kolejno od góry dla: 0,25 mm; 0,5 mm; 0,75 mm) - wyniki symulacji komputerowej.

5. WNIOSKI

Model posłużyć może do prawidłowego doboru sprzęgła już na etapie projektowania całości sytemu, np. przy wykorzystaniu techniki MES w projektowaniu materiałoozczędnych konstrukcji, lub pozwoli określić wartości granicznych odchyłek położenia (dopuszczalnych amplitud zmiennych w czasie przemieszczeń).

Zauważone efekty przepływu energii pomiędzy harmonicznymi posłużyć mogą do pośredniego diagnozowania konstrukcji wiotkich, wskazując zwiększające się w czasie życia obiektu wartości odchyłek współosiowości (stałych lub zmiennych w czasie). Szczególnie użyteczne mogą być tam, gdzie stosuje się ciągły nadzór drganiowy, np. w maszynach krytycznych, których wyłączenie zagraża zdrowiu lub życiu człowieka.

LITERATURA

- [1] Pakowski R., Trzpil M.: Odpowiedź dynamiczna sprzęgła podatnego n -elementowego jako miara zmiennych w czasie błędów osiowania, Materiały XXI Sympozjonu Podstaw Konstrukcji Maszyn, Ustroń 2003.
- [2] Pakowski R.: Badania wpływu charakterystyk sprzęgieł podatnych na odpowiedź dynamiczną układu napędowego w warunkach zmiennych w czasie odchyłek współosiowości. Rozprawa doktorska. Warszawa 2005.

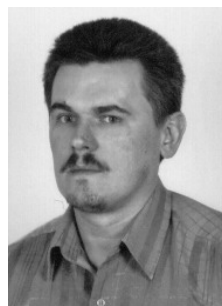


Prof. dr hab. inż. Zbigniew DĄBROWSKI – profesor w Instytucie Podstaw Budowy Maszyn Politechniki Warszawskiej. W pracy naukowej zajmuje się m.in. diagnostyką, wibroakustyką i dynamiką maszyn, oraz minimalizacją drgań i hałasu i analizą sygnałów.

Wiceprezes Polskiego Towarzystwa Diagnostyki Technicznej.

Dr inż. Radosław PAKOWSKI – adiunkt w

Instytucie Podstaw Budowy Maszyn Politechniki Warszawskiej. W pracy naukowej zajmuje się diagnostyką, wibroakustyką i dynamiką maszyn oraz minimalizacją drgań i hałasu oraz analizą sygnałów. Członek Polskiego Towarzystwa Diagnostyki Technicznej.



WPŁYW TRANSMITANCJI DRGAŃ NA SYMPTOMY DIAGNOSTYCZNE STANU KÓŁ ZĘBATYCH

Tomasz FIGLUS, Andrzej WILK

Politechnika Śląska, Katedra Budowy Pojazdów Samochodowych
40-019 Katowice, ul. Krasińskiego 8, tel. 032 603 41 18,
tomasz.figlus@polsl.pl

Streszczenie

W pracy przedstawiono wykorzystanie eksperymentalnej analizy modalnej do oceny wpływu transmitancji drgań na symptomy diagnostyczne stanu kół zębatach. Badania prowadzono na stanowisku mocy krążącej FZG. Stosując młotek modalny wymuszano drgania kół, wałów i obudowy przekładni jednostkowym impulsem siły. Na podstawie badań otrzymano charakterystyki transmitancji wzajemnej oraz własnej wybranych punktów pomiarowych wałów i obudowy przekładni. Wyniki badań porównano z rozkładami czasowo-częstotliwościowymi sygnałów drganiowych przekładni, które towarzyszą zużyciu powierzchni roboczej zębów i wykruszeniu zęba koła.

Słowa kluczowe: analiza modalna, diagnostyka uszkodzeń przekładni zębatach.

THE INFLUENCE OF VIBRATION TRANSMITTANCE ON DIAGNOSTICS SYMPTOMS OF TOOTH GEAR CONDITION

Summary

The paper presents the use of experimental modal analysis in estimation of influence of vibration transmittance on diagnostics symptoms of tooth gear condition. The research was realized on power circulating gear testing machine FZG. Modal hammer was used to enforce gearbox elements vibration. On the basis of the analysis characteristics of transmittance in different points of gearbox were received. The results of the experiment were compared to Wigner-Ville distribution of vibration signal, accompanying tooth surface and tooth local damages

Keywords: modal analysis, diagnostics tooth gear damage.

1. WPROWADZENIE

W prowadzonych do tej pory badaniach diagnostycznych przekładni zębatach wykorzystywano do pomiarów zarówno przetworniki piezoelektryczne, jak i znacznie nowocześniejsze wibrometry laserowe [1-7]. Zastosowanie tych drugich znacznie rozszerzyło zakres prowadzonych badań o możliwości pomiarów bezkontaktowych drgań wirujących wałów [1,4-7], bez konieczności montażu na przekładni dodatkowych urządzeń. Dzięki znacznemu rozwojowi techniki komputerowej w ostatnich latach znacznie rozwinął się zakres czynności związany z przetwarzaniem i analizą sygnałów. Rozwój ten wpłynął na opracowanie wielu metod diagnozowania tzw. prostych przypadków uszkodzeń przekładni, w których zakłada się, że tylko jeden element przekładni jest uszkodzony [1-3], ale również tzw. złożonych przypadków uszkodzeń, gdy w przekładni występują równocześnie uszkodzenia kół zębatach i łożysk tocznych [4-7].

W pracy omówiono wybrane badania złożonych przypadków uszkodzeń przekładni zębatach oraz

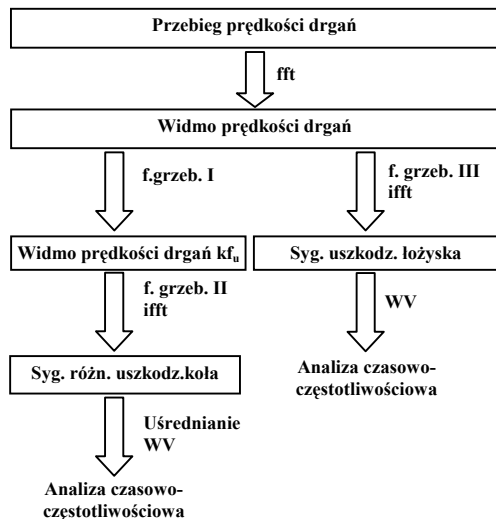
przedstawiono wpływ transmitancji drgań na symptomy drganiowe stanu kół zębatach.

2. DIAGNOZOWANIE ZŁOŻONYCH PRZYPADKÓW USZKODZEŃ PRZEKŁADNI

Na podstawie przeprowadzonych dotychczas przez Autorów badań i analiz wynika, że zastosowanie metod stosowanych do diagnozowania prostych uszkodzeń przekładni zębatach może być niewystarczające przy złożonych przypadkach ich uszkodzeń. Powodem tych utrudnień są znaczące różnice energetyczne symptomów uszkodzeń kół i innych elementów przekładni. Jak pokazano w [4] uszkodzenia kół zębatach emitują składowe drgań o małej amplitudzie (sygnały niskoenergetyczne), podczas, gdy np. zużyte lub uszkodzone łożyska toczne emitować mogą drgania o znacznie większej amplitudzie (sygnały wysokoenergetyczne). Autorzy opracowali, więc własną metodę przetwarzania i analizy sygnałów drganiowych, którą wykorzystali do diagnozowania złożonych przypadków uszkodzeń przekładni (rys. 1). Metoda ta zaprezentowana w pracach [4,6,7] wykorzystuje

filtrację grzebieniową o różnej charakterystyce filtrów oraz uśrednianie synchroniczne sygnałów.

W zależności od celu analizy filtry przenoszące mogą składowe widma zawierające informacje o stanie kół zębatach (f.grzeb. I i II), oraz o stanie łożysk tocznych (f. grzeb. III).



Rys.1. Analiza sygnału drganiowego zorientowana na wykrywanie uszkodzenia i zużycia koła zębatego oraz uszkodzenia łożyska tocznego

Jak pokazano w [4] zastosowanie tej metody (rys.1) umożliwiło wykrycie na podstawie analizy drgań wału przekładni, występującego wykruszenia zęba koła oraz uszkodzeń bieżni łożysk.

Bardzo ważnym zagadnieniem diagnozowania stanu przekładni zębatach jest wykrywanie wczesnych stadiów uszkodzeń. W uprzednio prowadzonych pracach [5,7], zajmowano się wykrywaniem różnych wartości wykruszenia zęba i zużycia powierzchni roboczej zębów w obecności uszkodzeń łożysk tocznych. Analizy wykonano stosując rozkłady czasowo-częstotliwościowe Wignera-Ville'a (WV) sygnałów przyspieszeń drgań obudowy oraz prędkości drgań poprzecznych wału przekładni. Na ich podstawie stwierdzić można, że w rozkładach tych występują zmiany amplitudy, które są symptomami wczesnych stadiów wykruszenia zęba i zużycia powierzchni roboczej zębów, niezależnie od stanu łożyskowania. Ilościowe zmiany tych amplitud przedstawiono za pomocą miar wstępnie przetworzonych sygnałów drganiowych przekładni, SWV oraz MwWV, które zdefiniowano w tych pracach.

Jak wynika z prowadzonych dotychczas badań (m.in. [4 - 7]) prawidłowa analiza rozkładów czasowo-częstotliwościowych WV sygnałów jest znacznie utrudniona, gdy pomiary drgań wykonuje się w różnych punktach przekładni. Wyselekcjonowane symptomy uszkodzenia, czy też zużycia kół, występować mogą w różnych zakresach częstotliwości sygnału drganiowego.

Pomocne, w rozwiązaniu tego problemu, okazały się badania struktury rezonansowej

i transmitancji wzajemnej oraz własnej drgań elementów badanej przekładni.

W dalszej części pracy poszukiwano odpowiedzi drganiowej poszczególnych elementów przekładni na wymuszenie impulsem siły do niej przyłożonej. Uzyskane wyniki porównano z rozkładami czasowo-częstotliwościowymi sygnału drganiowego generowanego przez przekładnię zębatą, w której występowały różne rodzaje uszkodzeń ząbienia.

3. EKSPERYMENTALNA ANALIZA MODALNA

Eksperymentalna analiza modalna jest często stosowaną w praktyce techniką badania własności dynamicznych obiektów mechanicznych, zarówno przy konstruowaniu, jak i eksploatacji maszyn [8,9].

Identyfikacja za pomocą eksperymentalnej analizy modalnej polega na wymuszeniu drgań obiektu przy jednoczesnym pomiarze siły wymuszającej i odpowiedzi układu. Rejestrując widma wymuszenia i odpowiedzi dokonuje się identyfikacji charakterystyk częstotliwościowych obiektu w postaci [10,11]:

- gęstości widmowej mocy,
- gęstości mocy wzajemnej,
- funkcji transmitancji.

Badania z wykorzystaniem eksperymentalnej analizy modalnej przedstawiono w publikacjach [8-11], gdzie przeprowadzono identyfikację częstotliwościową różnych struktur mechanicznych.

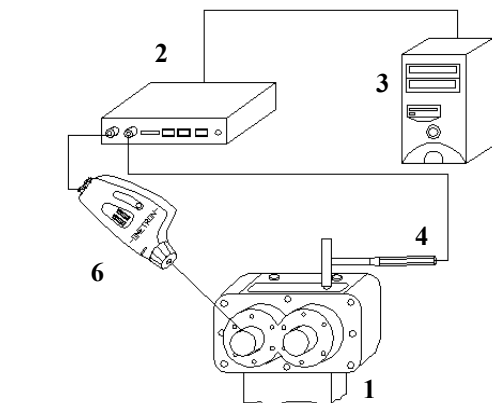
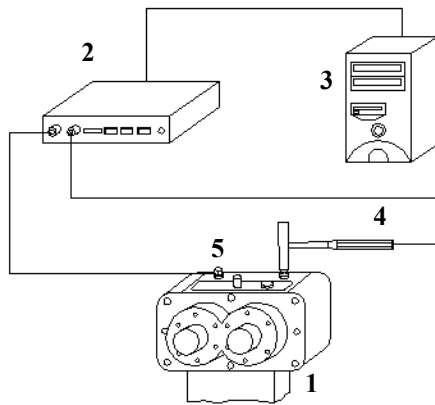
4. BADANIA STANOWISKOWE

Obiektem badanym była przekładnia stanowiska mocy krążącej FZG [1,4-9]. Pomiary przeprowadzono przetwornikiem piezoelektrycznym mierząc przyspieszenia w różnych punktach obudowy (5, rys.2) oraz wibrometrem laserowym mierząc prędkość drgań poprzecznych wałów przekładni (6, rys.2). Do wymuszenia impulsu siły stosowano młotek modalny wyposażony w czujnik siły z końcówką o dużej sztywności.

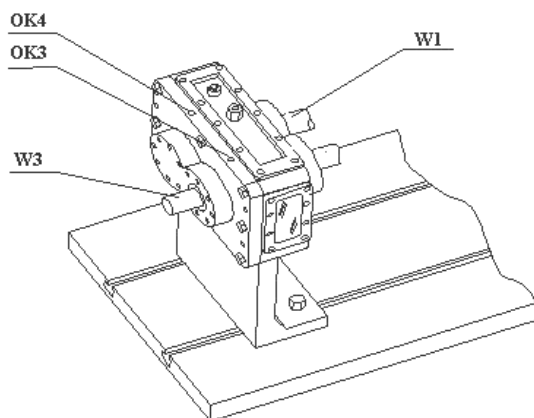
Sygnały napięciowe siły wymuszającej (4, rys.2) oraz przyspieszeń (5, rys.2) i prędkości drgań (6, rys.2) rejestrowano w dwukanałowym analizatorze sygnałów SigLab (2, rys.2), a następnie zapisywano w pamięci komputera PC (3, rys.2). Do analiz wykorzystano oprogramowanie VIOMA [10,11] pracujące w środowisku Matlab.

Eksperyment realizowano przy obciążeniu jednostkowym kół wynoszącym $Q=3,85$ MPa, które zadano na stanowisku za pomocą sprzęgła napinającego.

Na rysunku 3 przedstawiono wybrane punkty wałów i obudowy przekładni, w których przeprowadzono pomiary drgań. Wymuszenie impulsowe przykładano w punktach przedstawionych na rysunku 3 oraz dodatkowo na zębniku i kole przekładni badanej.



Rys.2. Schematy układów pomiarowych:
1 – badana przekładnia, 2 – analizator sygnałów DSPT SigLab, 3 – komputer PC, 4 – młotek modalny, 5 – przetwornik piezoelektryczny, 6 – wibrometr laserowy



Rys.3. Rozmieszczenie punktów pomiarowych na obudowie i wałach przekładni zębatej

5. WYNIKI ANALIZY SYGNAŁÓW DRGANIOWYCH

Obliczenia funkcji transmitancji drgań pomiędzy dwoma sygnałami dyskretnymi $x(n)$ i $y(n)$ wykonano na podstawie zależności [12]:

$$\hat{H}(\omega) = \frac{\hat{P}_{xy}(\omega)}{\hat{P}_{xx}(\omega)} \quad (1)$$

gdzie:

$\hat{P}_{xy}(\omega)$ – gęstość widmowa mocy wzajemnej sygnałów $x(n)$ i $y(n)$,

$\hat{P}_{xx}(\omega)$ – gęstość widmowa mocy sygnału $x(n)$.

Na rysunkach 4-6 przedstawiono przykładowe wyniki obliczeń transmitancji wzajemnej i własnej drgań wybranych punktów pomiarowych, określonych podczas badań.



Rys.4. Transmitancja dla założeń:
wymuszenie W1 - pomiar W1

Zaprezentowaną na rysunku 4 transmitancję własną otrzymano w przypadku pomiarów drgań wału 1 wibrometrem laserowym, gdy wymuszenie przyłożono do tego wału. Transmitancję drgań wału 1 charakteryzuje występujący rezonans w pasmach częstotliwości ok. 0,6 kHz, 1 kHz oraz 1,3 kHz.



Rys.5. Transmitancja dla założeń:
wymuszenie OK3 - pomiar OK4

Transmitancję wzajemną pomiędzy punktami obudowy przekładni OK3 i OK4 przedstawiono na rysunku 5. Analizując tą zależność stwierdzić można, że zakresy częstotliwości rezonansowych tego punktu wynoszą około 1,8 i 4,2 kHz.

Wykonano również badania transmitancji własnej i wzajemnej drgań wału W3 przekładni (rys.6). Z otrzymanych funkcji transmitancji wynika, że wał ten posiada rezonans w zakresie częstotliwości około 1,2kHz, 1,4kHz i 1,9kHz.



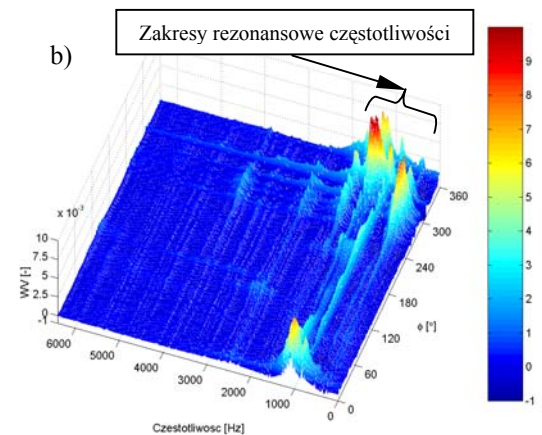
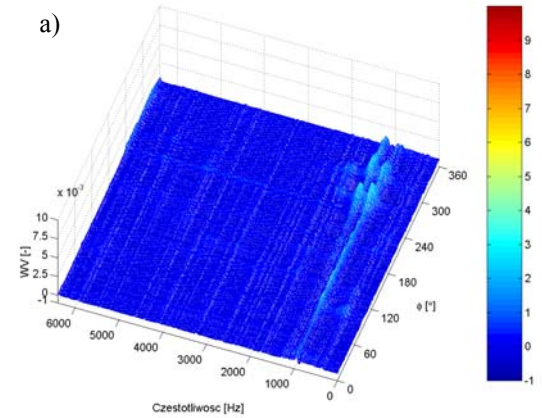
Rys.6. Transmitancja dla założeń:
wymuszenie W3 - pomiar W3

Jak wynika z przedstawionych na rysunkach 4-6 funkcji transmitancji drgań, każdy punkt pomiarowy posiada inne zakresy rezonansowe częstotliwości.

Funkcje transmitancji drgań porównano z wynikami badań prowadzonymi przez autorów i przedstawionymi m.in. w pracach [5,7], w których diagnozowano stan zazębienia w złożonych przypadkach uszkodzeń przekładni (rys.7-10). Rozkłady czasowo-częstotliwościowe Wignera-Ville'a wykonano analizując sygnały prędkości drgań poprzecznych wału (W1 i W3) i przyspieszeń drgań obudowy przekładni (OK4). Sygnały te poddano uprzednio wstępnemu przetwarzaniu, tj. filtracji i uśrednianiu, zgodnie z rys.1 zamieszczonym w p. 2.

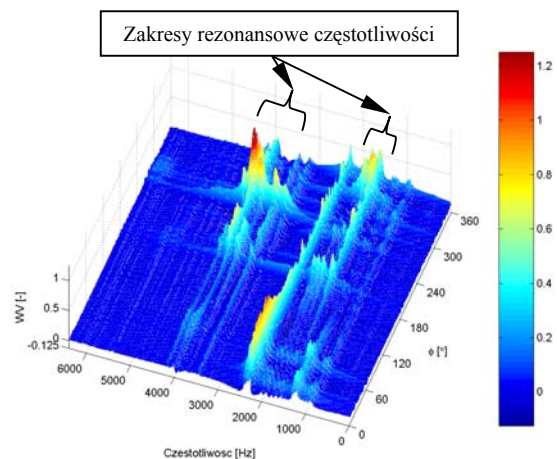
Na rysunkach 7-8 zamieszczono rozkłady WV sygnałów drganiowych, których celem było wykrycie zużycia powierzchni roboczej zębów. Na rysunku 7a zaprezentowano przetworzony sygnał drganiowy wału przekładni bez zużycia powierzchni roboczej zębów kół. W rozkładzie tym nie obserwuje się chwilowych przyrostów amplitudy.

W pozostałych przypadkach pomiarów prezentowanych w pracy, rejestrowano również sygnały odniesienia, nieuszkodzonego zazębienia. Podobnie jak na rysunku 7a nie występowały w nich chwilowe zmiany amplitudy rozkładów WV.



Rys.7. Rozkłady WV sygnału drganiowego
wału przekładni:

a) bez zużycia, b) zużyte powierzchnie robocze
zębów kół



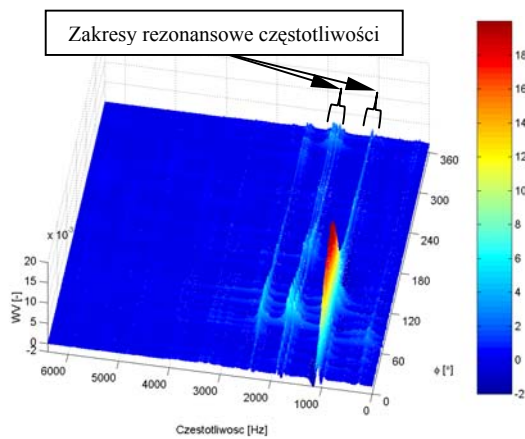
Rys.8. Rozkłady WV wyznaczone w przypadkach
zużytych powierzchni roboczych zębów kół
- pomiar drgań obudowy przekładni

Obserwowany na rysunkach 7b i 8 wzrost maksymalnej amplitudy drgań wału, jak i obudowy przekładni, który towarzyszy zużyciu powierzchni roboczej zębów kół odpowiada zakresom rezonansowym punktów pomiarowych, przedstawionych na rysunkach 4-5. A zatem,

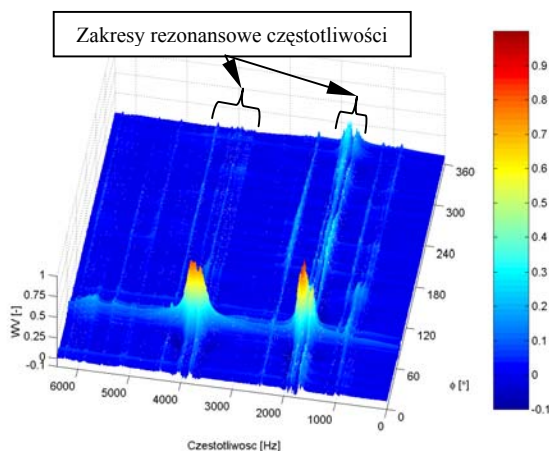
podczas diagnozowania tego typu zużycia, powinno się poszukiwać jego symptomów w rezonansowych zakresach częstotliwości tych punktów.

Podobne zależności występują także w przypadku analiz czasowo-częstotliwościowych sygnału drganiowego, zarejestrowanego w różnych fazach wykruszenia zęba.

Analiza prędkości drgań poprzecznych wału przekładni oraz przyspieszeń drgań obudowy przekładni wykazała, że w rozkładach Wignera-Ville'a obserwuje się zmiany energetyczne w zakresie czasu przyporu wykruszonego zęba (rys.9 i 10). Największe zmiany składowych sygnału drganiowego, podobnie jak w przypadku poprzednim, występują w rezonansowych zakresach częstotliwości punktów pomiarowych, przedstawionych na rysunkach 5-6. Jedynie w zakresie częstotliwości rezonansowej 1,4 kHz, nie występuje wzrost amplitudy sygnału drganiowego, gdyż zakres tego pasma odpowiada drugiej harmonicznej częstotliwości zazębienia, usuniętej podczas wstępnej filtracji.



Rys.9. Rozkłady WV wyznaczone w przypadkach wykruszenia zęba koła - pomiar drgań wału przekładni



Rys.10. Rozkłady WV wyznaczone w przypadkach wykruszenia zęba koła - pomiar drgań obudowy przekładni

6. PODSUMOWANIE

W trakcie przeprowadzonych badań wyznaczono transmitancję wzajemną i własną wybranych punktów pomiarowych wałów i obudowy przekładni (m.in. rys. 4-6). Otrzymane wyniki analiz pozwoliły na wyznaczenie rezonansowych zakresów częstotliwości tych punktów pomiarowych.

Na charakter funkcji transmitancji duży wpływ miał wybór miejsca wymuszenia oraz realizacji pomiaru. Dokładne określenie struktury rezonansowej przekładni zębatej wymaga więc przeanalizowania zarówno własnej, jak i wzajemnej transmitancji wybranych punktów pomiarowych.

Na podstawie analizy rozkładów Wignera-Ville'a sygnałów drganiowych zarejestrowanych w przypadkach zużycia powierzchni roboczej zębów i wykruszenia zęba, stwierdzono, że uszkodzeniom tym towarzyszą wyraźne przyrosty amplitudy sygnałów w zakresie częstotliwości rezonansowych punktów pomiarowych przekładni.

LITERATURA

1. Wilk A., Łazarz B., Madej H.: Metody przetwarzania sygnałów drganiowych w diagnozowaniu przekładni zębatych, *Procced. 3rd International Congress of Technical Diagnostics, Diagnostics'2004, September 6-9, 2004, Poznań, Poland. Diagnostyka vol. 30, t. 2, 2004, 183-186.*
2. Radkowski S.: Wykorzystanie SWA w diagnozowaniu zmęczeniowych uszkodzeń kół zębatych. *Mat. II Seminarium Wibroakustyczna Diagnostyka Procesów Zmęczeniowych, Warszawa, listopad 2002, 35-52.*
3. Bartelmus W., Zimroz R: Cepstrum, widmo obwiedni i bispectrum w diagnostyce wielostopniowych przekładni zębatych, *Procced. 3rd International Congress of Technical Diagnostics, Diagnostics'2004, September 6-9, 2004, Poznań, Poland, Diagnostyka vol. 30, t. 1, 2004r. 39-44.*
4. Figlus T., Wilk A.: Diagnozowanie złożonych przypadków uszkodzeń przekładni zębatych w eksperymencie czynnym. *Mat. III Seminarium Degradacji Systemów, Warszawa 2003, Diagnostyka vol. 31, 2004r. 67-72.*
5. Wilk A., Figlus T.: Wykrywanie zużycia powierzchni roboczych kół zębatych w złożonym sygnale drganiowym, *Mat. IV Seminarium Degradacji Systemów Technicznych, Warszawa, listopad 2004, rozdział w monografii.*
6. Figlus T., Wilk A.: Zastosowanie metod wibroakustycznych do diagnozowania złożonych przypadków uszkodzeń przekładni zębatych, *Procced. 3rd International Congress of Technical Diagnostics, Diagnostics'2004, September 6-9, 2004, Poznań, Poland, Diagnostyka vol. 30 tom 1 2004r., 171-174.*

7. Figlus T., Wilk A.: Diagnostowanie stanu kół zębatach przekładni w obecności uszkodzeń łożysk tocznych na podstawie analiz drgań korpusu przekładni, Mat. XXXII Ogólnopolskiego Sympozjum DIAGNOSTYKA MASZYN, Węgierska Górka 28.02.-05.03.2005r.
8. Madej H.: Minimalizacja aktywności wibroakustycznej przekładni zębatach, Monograficzna seria Wydawnicza Biblioteki Problemów Eksploatacji, Katowice-Radom 2003.
9. Madej H.: Zastosowanie eksperymentalnej analizy modalnej i charakterystyk ruchowych do identyfikacji struktury rezonansowej przekładni zębatach, Zagadnienia Analizy Modalnej Konstrukcji Mechanicznych, praca zbiorowa po redakcją T.Uhla, KRiDM AGH, Kraków 2003, 177-186.
10. Uhl T.: Komputerowo wspomagana identyfikacja modeli konstrukcji mechanicznych, WNT, Warszawa 1997.
11. Uhl T., Kurowski P.: VIOMA – Instrukcja użytkownika.
12. Signal Processing Toolbox User's Guide, The MathWorks 1999.



Dr inż. Tomasz FIGLUS jest adiunktem w Katedrze Budowy Pojazdów Samochodowych Wydziału Transportu Politechniki Śląskiej. Zajmuje się diagnozowaniem przekładni zębatach metodami wibroakustycznymi.



Prof. dr hab. inż. Andrzej WILK jest Kierownikiem Katedry Budowy Pojazdów Samochodowych Wydziału Transportu Politechniki Śląskiej oraz Członkiem Zarządu Towarzystwa Diagnostyki Technicznej. Zajmuje się diagnozowaniem napędów zębatach metodami wibroakustycznymi oraz badaniami dynamicznymi układów napędowych z przekładniami zębatach.

SELEKCJA PRZESTRZENNA SYGNAŁU DRGANIOWEGO ZORIENTOWANA NA DIAGNOZOWANIE PRZEKŁADNI ZĘBATYCH

Grzegorz WOJNAR

Politechnika Śląska Wydział Transportu
ul. Krasińskiego 8, 40-019 Katowice
tel: 032 603 41 93, e-mail: grzegorz.wojnar@polsl.pl

Streszczenie

W pracy przedstawiono wyniki selekcji przestrzennej sygnału drganiowego ukierunkowanej na określenie takiego punktu i kierunku pomiarowego, w którym rejestrowany sygnał drganiowy będzie najbardziej użyteczny do diagnozowania uszkodzenia przekładni polegającego na wykruszeniu wierzchołka zęba. W warunkach laboratoryjnych przeprowadzono eksperymenty czynne polegające na pomiarach przyspieszeń i prędkości drgań wybranych punktów obudowy przekładni oraz prędkości drgań poprzecznych jej wałów. Przeprowadzone badania pozwoliły na zaproponowanie nowej miary przydatnej do wykrywania uszkodzeń kół zębatach, a wykorzystującej wyniki analizy Wignera Ville'a.

Słowa kluczowe: przekładnia zębata, wibrometr laserowy, uszkodzenia kół zębatach, analiza Wignera Ville'a.

SPATIAL SELECTION OF VIBRATION SIGNAL ORIENTED ON TOOTH GEAR DIAGNOSTICS

Summary

This paper presents carried out laboratory tests, which were aimed at qualification such point and direction measuring, in which recorded vibration signal will be the most useful to diagnostics of early stages of the pinion tooth chipping. The vibration acceleration of gear housing and transverse vibration velocity were measured. Based on the investigation useful measure in diagnostics of pinion tooth chipping was proposed.

Keywords: Gear, laser vibrometer, laser measurements, tooth damage, Wigner Ville analysis.

1. WPROWADZENIE

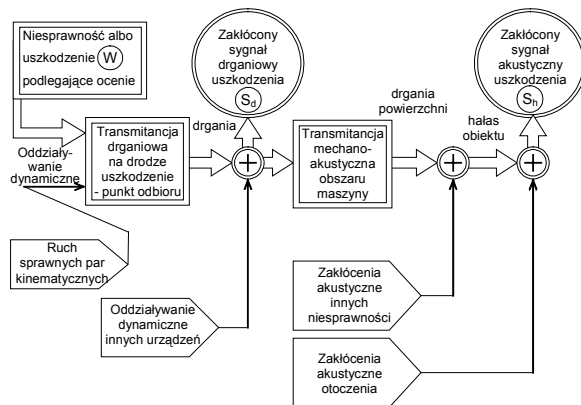
Ze względu na powszechne stosowanie przekładni zębatach, istnieje potrzeba diagnozowania nawet pojedynczych par kół, od których czasami zależy życie ludzkie bądź dalsza egzystencja przedsiębiorstwa. Problemem tym zajmuje się wiele ośrodków na całym świecie wykorzystując do tego celu głównie metody drganiowe. W National Aeronautics and Space Administration (NASA) od wielu lat prowadzone są badania mające na celu opracowanie wiarygodnych metod wykrywania wczesnych stadiów uszkodzeń kół zębatach przekładni helikopterowych [3]. Pomimo, iż na temat diagnozowania przekładni zębatach dużych mocy istnieje wiele opracowań, autorzy często wskazują na trudności w jednoznacznym wykrywaniu miejscowych uszkodzeń kół [3], ponieważ w początkowej fazie defekty te nie powodują zauważalnych zmian ogólnego poziomu drgań [11]. W diagnostyce drganiowej przekładni zębatach najczęściej wykorzystywane są piezoelektryczne przetworniki przyspieszeń umieszczane na obudowie przekładni. W literaturze autorzy zwracają uwagę na to, że są niezbędne dalsze badania między innymi ze względu na ciągły rozwój aparatury pomiarowej i metod przetwarzania

sygnałów. W Katedrze Budowy Pojazdów Samochodowych Politechniki Śląskiej od kilku lat prowadzone są intensywne prace mające na celu stworzenie systemu diagnozowania przekładni zębatach bazującego na nowoczesnych technikach pomiaru i analizy sygnałów drganiowych. W opracowaniach [6,7] przedstawiono metodę diagnozowania uszkodzeń łożysk przekładni. Równolegle pracowano nad efektywnymi metodami wykrywania różnych uszkodzeń kół zębatach wykorzystującymi zaawansowane metody analizy sygnałów wibroakustycznych [12,8,13,14]. Na bazie uzyskanych doświadczeń podjęto próbę rozwiązania problemu wykrywania uszkodzeń kół zębatach w przypadku występowania defektów innych elementów przekładni. Zostało to przedstawione m.in. w [4]. Jako narzędzie wspomagające cały proces diagnozowania stworzono model dynamiczny przekładni zębatej w układzie napędowym [5] oraz przeprowadzono identyfikację jego parametrów [5,13]. Obecnie finalizowane są prace związane z zastosowaniem metod sztucznej inteligencji w opisywanym procesie diagnostycznym [9]. W żadnym z tych opracowań nie przedstawiano jednak wpływu rejestrowanego procesu, kierunku pomiarów drgań oraz wyboru punktu pomiarowego

na wyniki analiz zorientowanych na wykrywanie uszkodzeń kół zębatach. Tematykę tę podjęto w niniejszej pracy.

2. WYBÓR PROCESU JAKO ŹRÓDŁA INFORMACJI O STANIE DYNAMICZNYM MASZyny

W pracy [1] przedstawiono tok postępowania w odtwarzaniu modelu informacyjnego maszyny z niesprawnością typu mechanicznego. Model ten, przedstawiony na rys. 1 można również przyjąć w przypadku badania przekładni zębatej.

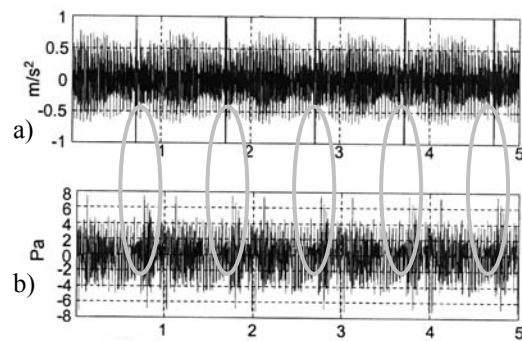


Rys. 1. Schemat tworzenia sygnałów drganiowego i akustycznego związanych z niesprawnością mechaniczną maszyny [1]

Sygnał drganiowy pochodzący od uszkodzenia mechanicznego podlegającego ocenie może być zakłócony jedynie przez ruch bliskich par kinematycznych oraz przez sygnały innych uszkodzeń w tym obszarze (rys. 1). Natomiast sygnał akustyczny dodatkowo może być zakłócony przez efekty akustyczne: pochodzące od innych niesprawności w maszynie oraz związane z własnościami otoczenia pomiarowego. Jeżeli sytuacja pomiarowa będzie zgodna przedstawioną na rysunku 1, to sygnał drganiowy będzie zawierał mniej informacji zbędnych z punktu widzenia celu diagnozy [1].

Fakt ten potwierdzają badania różnych autorów m.in. pochodzące z pracy [15] gdzie przedstawiono przebiegi czasowe przyspieszeń drgań i ciśnienia akustycznego tuż przed wyłamaniem zęba (rys. 2). Nawet w tak zaawansowanym stadium uszkodzenia wnioskowanie diagnostyczne na podstawie sygnału ciśnienia akustycznego (rys. 2b) nie jest jednak tak jednoznaczne jak na podstawie sygnału przyspieszeń drgań (rys. 2a).

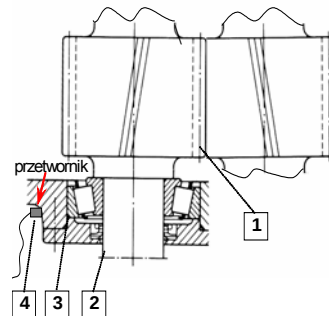
Dlatego w niniejszej pracy do wykrywania lokalnych uszkodzeń kół zębatach wykorzystano tylko sygnały drganiowe takie jak: przyspieszenia drgań wybranych punktów obudowy przekładni, które mierzono piezoelektrycznym przetwornikiem przyspieszeń oraz prędkość drgań elementów przekładni, którą mierzono przy użyciu wibrometru laserowego Ometron VH300+.



Rys. 2. Przebiegi czasowe przyspieszeń drgań (a) i ciśnienia akustycznego (b) tuż przed wyłamaniem zęba [15]

3. SELEKCJA PRZESTRZENNA SYGNAŁU DRGANIOWEGO

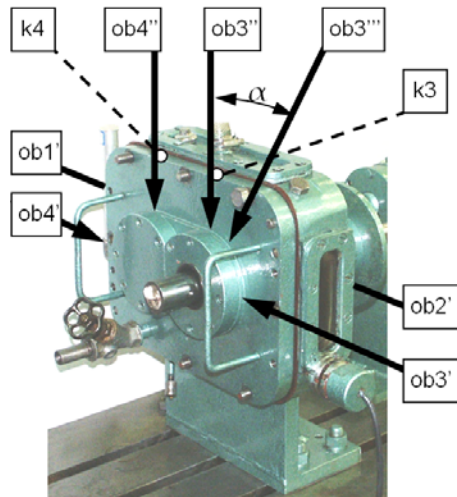
Istotnym problemem z punktu widzenia diagnostyki jest selekcja przestrzenna sygnału drganiowego. Od wyboru odpowiedniego punktu i kierunku pomiarowego, zależy bowiem prawdopodobieństwo wykrycia uszkodzenia. Piezoelektrycznym przetwornikiem przyspieszeń drgań pomiaru dokonuje się zazwyczaj na obudowie przekładni np. w punkcie 4 (rys. 3), rzadziej na kole ze względu na konieczność demontażu przekładni oraz potrzebę stosowania układów przesyłania sygnałów z wirujących kół.



Rys. 3. Przekrój przekładni zębatej
1- strefa zazębienia, 2-wał, 3-miejsce powstawania drgań obudowy, 4 – miejsce pomiaru drgań przetwornikiem przyspieszeń [10]

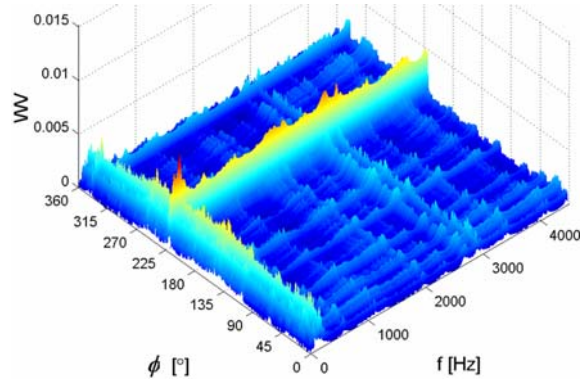
Wibrometr laserowy umożliwia pomiar drgań wirującego wału w punkcie 2 (rys. 3). W tym przypadku droga sygnału generowanego przez uszkodzenie (koła zębatego lub łożyska) ulega skróceniu. Tym samym mniejszy jest wpływ zakłóceń i łatwiej jest wykryć uszkodzenie elementu przekładni. Obiektem badań doświadczalnych była przekładnia badana stanowiska pracującego w układzie mocy krążącej [2], w której zamontowany był komplet kół o zębatach prostych, posiadających następujące parametry geometryczne: odległość osi 91,5 mm, szerokość zazębienia 20 mm, moduł 4,5 mm, liczba zębów zębniaka $z_1=16$, liczba zębów koła $z_2=24$ współczynnik przesunięcia zarysu $x_1=0,8635$ i $x_2=-0,5$. Podczas badań mających na celu wykrywanie wykruszenia wierzchołka zęba zębniaka jego prędkość obrotowa wynosiła około 2700 obr/min, a moment obciążenia przekładni

$M_2=207 \text{ Nm}$ ($Q=2,57 \text{ MPa}$). Przetwornikiem przyspieszeń drgań mierzono w kierunku pionowym tylko drgania obudowy łożyska w punktach k3 i k4 (rys. 4). W celu znalezienia najlepszego punktu pomiarowego, takiego, w którym najwcześniej można wykryć uszkodzenie koła zębatego, wibrometrem laserowym wykonywano także pomiary prędkości drgań wirujących wałów oraz wybranych punktów obudowy (ob1, ob2, ob3, ob4, -rys. 4) w kierunku działania siły międzyzębnej oraz poziomo i pionowo.



Rys. 4. Położenie punktów pomiarowych przekładni badanej: obudowa łożyska nr 3 - ob3, obudowa łożyska nr 4 - ob4, punkt nr 3 - k3, punkt nr 4 - k4, punkty pomiarowe ob1 i ob2 leżą podobnie jak punkty ob4 i ob3 ale symetrycznie po przeciwnej stronie przekładni, α - kąt przyporu

Nominalnie liczba przyporu ε_α dla badanej pary zębów wynosiła 1,33. Wykruszenie zęba zębniaka, które modelowano poprzez skrócenie zęba spowodowało zmniejszenie czołowej liczby przyporu uszkodzonej pary zębów (skrócenie 1 mm - $\varepsilon_\alpha=1,21$; 2 mm - $\varepsilon_\alpha=1,08$; 3 mm - $\varepsilon_\alpha=0,96$; 4 mm - $\varepsilon_\alpha=0,82$). Wykruszony ząb zębniaka współpracował z zębem koła w zakresie kąta obrotu wału Φ 200÷230° mierzonych względem rejestrowanego synchronicznie sygnału referencyjnego związanego z obrotem zębniaka. W przypadkach lokalnych uszkodzeń kół zębatych takich jak wykruszenie zęba pojawiają się w sygnale drganiowym niskoenergetyczne zaburzenia [11]. Wyniki selekcji przestrzennej przedstawiono na przykładzie metody analizy sygnału zaproponowanej w pracy [13] ponieważ była ona bardzo wrażliwa na wystąpienie wykruszenia zęba. Zgodnie z algorytmem przedstawionym w [8,13] wygenerowano sygnał różnicowy. W sygnale tym nie zawsze można było wyróżnić zaburzenie pochodzące od uszkodzenia dlatego dokonano rozkładu czasowo-częstotliwościowego tegoż sygnału. Wykorzystano pseudo transformatę Wignera -Ville'a - $WV(t, f)$ (rys.5). W celu łatwiejszej interpretacji uzyskanych wyników dokonano sumowania dyskretnych wartości rozkładów WV zgodnie z zależnością 1 (rys. 6, 7, 8).

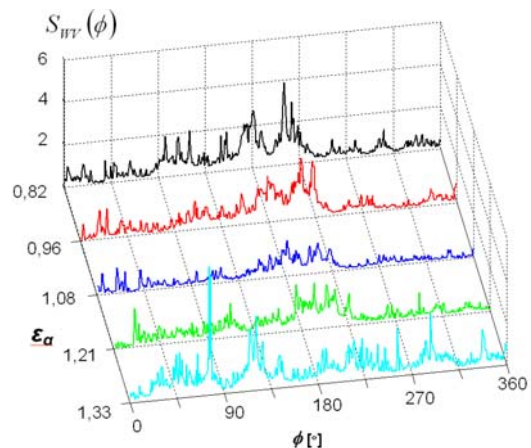


Rys. 5. Rozkład WV sygnału różnicowego – pomiar prędkości drgań wału zębniaka w kierunku działania siły międzyzębnej – wykruszenie zęba zębniaka 1 mm - $\varepsilon_\alpha=1,21$;

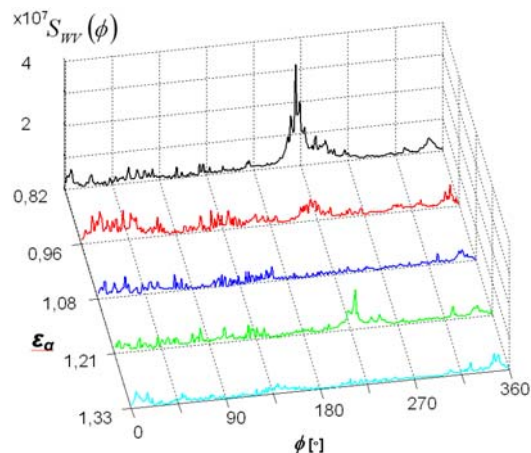
$$S_{WV}(\phi) = \sum_{k_{WV}=A}^B WV(t_{WV}, k_{WV}), \quad (1)$$

gdzie:

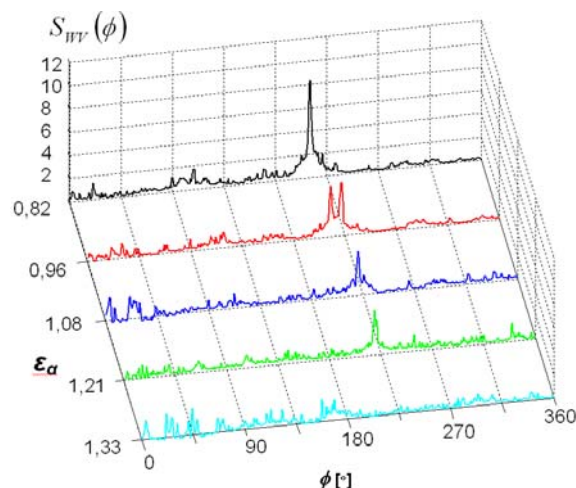
t_{WV}, k_{WV} – dyskretnne wartości odpowiednio czasu i częstotliwości,
 A, B – dyskretnne wartości odpowiadające odpowiednio częstotliwościom granicznym przedziału sumowania $f_A=0, f_B=4500[\text{Hz}]$



Rys. 6. Suma $S_{WV}(\phi)$ wykonana z sygnału różnicowego prędkości drgań wału zębniaka zmierzonego w kierunku poziomym



Rys. 7. Suma $S_{WV}(\phi)$ w paśmie wykonana z sygnału różnicowego – pomiar przyspieszeń drgań w kierunku pionowym – punkt k3



Rys. 8. Suma $S_{wv}(\phi)$ wykonana z sygnału różnicowego prędkości drgań wału zębniaka zmierzonego w kierunku działania siły międzyzębnej

4. PODSUMOWANIE

Na podstawie analizy pomiarów wykonywanych w różnych punktach i kierunkach pomiarowych oraz różnych stadiach zaawansowania uszkodzenia stwierdzono, że wnioskowanie diagnostyczne na podstawie sygnału prędkości drgań poprzecznych wałów zmierzonego w kierunku poziomym jest trudne i niejednoznaczne (rys. 6). W przypadku analizy sygnału przyspieszeń drgań zmierzonych w punkcie k3 w kierunku pionowym (rys. 7) wykrycie uszkodzenia zęba zębniaka wynoszące 1 mm spowodowało znaczny wzrost proponowanej sumy $S_{wv}(\phi)$ w zakresie kąta obrotu odpowiadającego współpracy uszkodzonego zęba, ale wykrycie uszkodzenia 2 lub 3 mm już nie było możliwe. Identyczna sytuacja miała miejsce w przypadku sumy $S_{wv}(\phi)$ uzyskanej z sygnału przyspieszeń drgań zmierzonych w punkcie k4. Najłatwiej można wykryć uszkodzenie koła zębatego dokonując pomiaru prędkości drgań poprzecznych wału zębniaka w kierunku działania siły międzyzębnej (rys. 8). Bardzo zbliżone wyniki uzyskano również w przypadku pomiaru prędkości drgań poprzecznych wału zmierzonych w kierunku pionowym [13]. Na podstawie tych sygnałów możliwe jest stworzenie miary wrażliwej na wczesne stadia uszkodzenia zębów kół, którą przedstawiono w pracy [13].

LITERATURA

- [1] Cempel Cz.: Podstawy wibroakustycznej diagnostyki maszyn. WNT Warszawa 1982 r.
- [2] Dąbrowski Z., Radkowski S., Wilk A.: Dynamika przekładni zębatych. Warszawa, Katowice, Radom 2000 r.
- [3] Decker H. J.: Gear Crack Detection Using Tooth Analysis. NASA/TM – 2002 – 211491 ARL- TR – 2681; 2002 r.
- [4] Figlus T., Wojnar G.: Zastosowanie metod wibroakustycznych do wykrywania wykrycia zęba w obecności uszkodzeń łożysk

tocznych. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej – s. Transport z. 48, Gliwice 2003 r.

- [5] Łazarz B.: Zidentyfikowany model dynamiczny przekładni zębatej w układzie napędowym jako podstawa projektowania. Katowice-Radom 2001 r.
- [6] Łazarz B., Wojnar G.: Bezkontaktowe pomiary laserowe drgań w diagnostyce wibroakustycznej. XI Sympozjum Naukowe „Nowe technologie i materiały w metalurgii i inżynierii materiałowej”, Katowice, 16.05.2003 r.
- [7] Łazarz B., Wojnar G.: Modelowanie lokalnych uszkodzeń łożysk tocznych w przekładni zębatej do celów diagnostycznych. Materiały V Krajowej Konferencji "Diagnostyka Techniczna Urządzeń i Systemów" DIAG' 2003.
- [8] Łazarz B., Wojnar G.: Detection of early stages of pinion tooth chipping in transmission gear. Machine Dynamics Problems 2003 r., Vol. 27.
- [9] Łazarz B., Madej H., Czech P.: Ciągła analiza falkowa jako podstawa klasyfikatora neuronowego typu SVM. XXXII Ogólnopolskie Sympozjum Diagnostyka Maszyn 2005 r.
- [10] Oehlmann H., Brie D., Tomczak M., Richard A.: A Method for Analysing Gearbox Faults Using Time-Frequency Representations. Mechanical Systems and Signal Processing 11 (4) 1997 r.
- [11] Radkowski S.: Wibroakustyczna diagnostyka uszkodzeń niskoenergetycznych, Warszawa-Radom 2002 r.
- [12] Wilk A., Łazarz B., Madej H., Wojnar G.: Metody wczesnego wykrywania lokalnych uszkodzeń kół zębatych. XXIX Ogólnopolskie Sympozjum Diagnostyka Maszyn 2002 r.
- [13] Wojnar G.: Wykrywanie uszkodzeń kół zębatych wybranymi metodami przetwarzania sygnałów drganiowych. Rozprawa doktorska, Politechnika Śląska 2004 r.
- [14] Wojnar G., Łazarz B. – praca zbiorowa pod red. S. Radkowskiego: Analiza ryzyka i diagnostyka procesów degradacyjnych i zmęczenia. Politechnika Warszawska, Warszawa 2004 r. str. 173÷179.
- [15] Zawisza M.: Wykorzystanie informacji zawartych w sygnale wibroakustycznym do oceny prawdopodobieństwa wystąpienia awarii w przekładni zębatej. Rozprawa doktorska, Politechnika Warszawska 2003 r.



Dr inż. Grzegorz WOJNAR obecnie jest adiunktem na Wydziale Transportu Politechniki Śląskiej. Specjalizuje się w zakresie modelowania procesów dynamicznych, projektowania maszyn oraz metod przetwarzania sygnałów.

WPŁYW PĘKNIĘCIA NA DRGANIA SKRĘTNE PRĘTA

Leszek MAJKUT

Akademia Górniczo – Hutnicza, Katedra Mechaniki i Wibroakustyki
al. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków, majkut@agh.edu.pl

Streszczenie

Praca dotyczy analizy wpływu miejsca i głębokości pęknięcia na częstości skrętnych drgań własnych i amplitudy drgań wymuszonych harmonicznym momentem skręcającym elementu konstrukcyjnego o przekroju okrągłym. Opisany w pracy model pęknięcia polega na zastąpieniu przekroju z pęknięciem sprężyną o określonej podatności. Podatność sprężyny wyznaczono ze znanych z mechaniki pęknięcia zależności wiążących zmianę energii potencjalnej odkształcenia wynikającej z powstania pęknięcia z jego głębokością oraz twierdzenia Castigliano.

Słowa kluczowe: drgania, pęknięcie, symptomy diagnostyczne.

CRACK INFLUENCE ON BEAM TORSIONAL VIBRATIONS

Summary

Work refers to the analysis of influence location and depth of the crack on the natural torsional frequency and the amplitude of harmonic forced vibrations of the shaft. The crack is substituted by elastic joint, which flexibility is calculated by using Castigliano theorem and laws of the fracture mechanics.

Keywords: vibrations, crack, diagnostic symptoms.

1. WSTĘP

Zmienne obciążenia siłowe lub kinematyczne w elementach i układach konstrukcyjnych wywołują zmienne w czasie naprężenia, które powodują powstanie w materiale złożonych zjawisk i zmian zależnych od wielkości tych naprężeń i liczby ich cykli. Są to zjawiska i zmiany zmęczeniowe. Zmiany zmęczeniowe uwidaczniają się pęknięciem materiału konstrukcyjnego.

W przeglądowej pracy [7] przedstawiono różne narzędzia diagnostyki stanu obiektu, z podziałem na obserwacje (bezpośrednie i pośrednie), techniki defektoskopii oraz metody hybrydowe. Wśród „technik defektoskopii” wymieniono metody wibroakustyczne, które „polegają na analizie widm akustycznych i drganiowych w paśmie częstotliwości od kilku – dla drgań mechanicznych, do kilkudziesięciu tysięcy Hz – dla ultradźwięków”.

W przypadkach dużych układów strukturalnych (mostów, wież wiertniczych itp.), czy obudowanych wałów maszyn wirujących, typowe metody nieinwazyjne oceny stanu konstrukcji związane np. z wykorzystaniem fal powierzchniowych, efektu Barkhausena, czy oparte na pomiarze zmian strumienia magnetycznego, stają się mało użyteczne. Stało się to powodem poszukiwań wpływu pęknięcia na parametry charakterystyk dynamicznych obiektów.

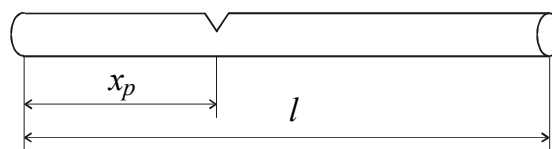
W niniejszej pracy pokazano wpływ pęknięcia (jego głębokości i lokalizacji) na parametry

charakterystyk dynamicznych drgań skrętnych (częstości drgań własnych oraz amplitudy drgań wymuszonych) pręta o przekroju okrągłym.

Pęknięcie zostało zamodelowane jako połączenie sprężyste [3], którego podatność wyznacza się z zależności, znanych z mechaniki pęknięcia, wiążących energię potencjalną odkształcenia ze współczynnikiem intensywności naprężeń, oraz z twierdzenia Castigliano [6].

2. MODEL PĘKNIĘCIA

Rozpatrywany w pracy problem opisany został modelem pęknięcia nie uwzględniającego efektu zamykania się szczeliny podczas drgań, co schematycznie pokazano na rys. 1



Rys. 1. Model pręta z pęknięciem

Pęknięcie modelowane jest za pomocą sprężyny, której podatność c_s łączy ze sobą różnicę kątów obrotu przekrojów z obu stron pęknięcia ($x = x_p$) i moment skręcający w tym przekroju.

$$\frac{1}{c_s} [\varphi(x_p^+, t) - \varphi(x_p^-, t)] = M_s(x_p)$$

czyli:

$$\varphi(x_p^+, t) - \varphi(x_p^-, t) = c_s G J_0 \frac{\partial \varphi(x, t)}{\partial x} \Big|_{x=x_p}$$

Sposób wyznaczenia podatności opisany został w następnym punkcie pracy.

2.1. Wyznaczenie podatności c_s

Prace z zakresu mechaniki pęknięcia pozwalają na znalezienie zależności (metodą elementarnego wzrostu pęknięcia [5]) pomiędzy globalną wielkością G_U - Współczynnikiem Uwalniania Energii (WUE) określającej przyrost energii potencjalnej odkształcenia belki, przy elementarnym wzroście pęknięcia:

$$G_U = \frac{\partial U}{\partial A_p}$$

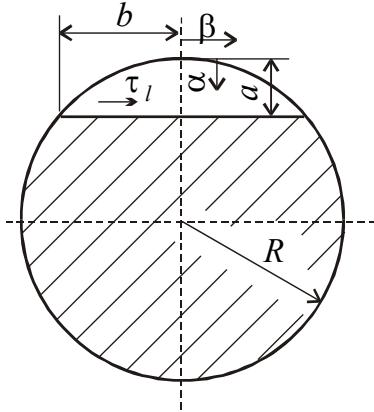
a lokalną wielkością K - Współczynnikiem Intensywności Naprężeń (WIN), który zależy od głębokości pęknięcia a :

$$U = \int_{A_p} \frac{1}{2G} K_{III}^2 \quad (1)$$

gdzie:

- G_U - Współczynnik Uwalniania Energii,
- A_p - pole pęknięcia,
- G - moduł ścinania,
- K_{III} - Współczynnik Intensywności Naprężeń (WIN) dla trzeciego sposobu obciążenia szczeliny

Całkowity przyrost energii związany z powstaniem szczeliny o głębokości a jest, więc równy (oznaczenia na rys.2):



Rys. 2. Przekrój poprzeczny pręta w przekroju z pęknięciem

$$U = \int_{A_p} G_U dA_p = G \cdot \int_0^b d\beta \int_0^{\sqrt{R^2 - \beta^2} - (R-a)} K_{III}^2 d\alpha \quad (2)$$

WIN zapisać można w postaci:

$$K_{III} = \tau_l \sqrt{\pi \alpha} \cdot \sqrt{\frac{2}{\pi \bar{\alpha}}} \cdot \operatorname{tg} \frac{\pi \bar{\alpha}}{2}$$

gdzie:

$$\bar{\alpha} = \frac{\alpha}{2R}$$

$dA_p = d\alpha \cdot d\beta$ - elementarne pole pęknięcia,

α - zmienna niezależna, liczona od górnej krawędzi pręta do głębokości pęknięcia a , $\alpha \in \langle 0, a \rangle$,

β - zmienna niezależna, liczona od środka przekroju poprzecznego pręta do szerokości pęknięcia b , $\beta \in \langle 0, b \rangle$,

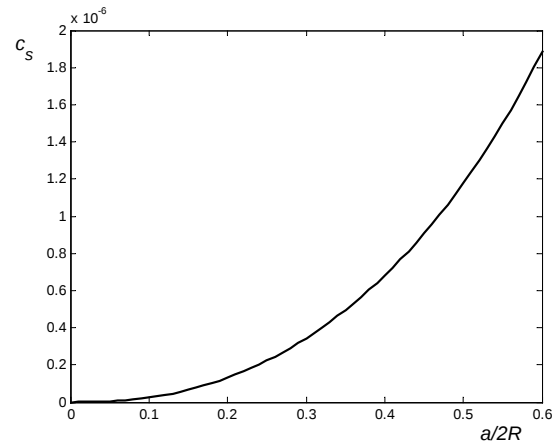
a - głębokość pęknięcia,

τ_l - składowa naprężenia stycznego (pochodzącego od momentu skręcającego M_s), równoległa jednocześnie do płaszczyzny i krawędzi pęknięcia w każdym punkcie szczeliny.

Po wyznaczeniu wartości energii potencjalnej odkształcenia wartość podatności modelującej pęknięcie wyznaczyć można z twierdzenia Castigliano:

$$c_s = \frac{\partial^2 U}{\partial M_s^2(x_p)}$$

Na rys.3 pokazana jest wartość podatności c_s elementu podatnego, w funkcji głębokości pęknięcia $a/2R$



Rys. 3. Wartość podatności c_s w funkcji głębokości pęknięcia

Tak wyznaczona podatność elementu sprężystego modelującego pęknięcie, wykorzystana będzie do analizy wpływu głębokości i miejsca pęknięcia na zmianę częstości skrętnych drgań własnych pręta.

3. MODEL PRĘTA Z PĘKNIĘCIEM

Drgania skrętne pręta z pęknięciem, pokazanego na rys. 1 rozpatrzone zostaną w dwu przedziałach zmienności współrzędnej x :

dla $x \in (0, x_p)$ równanie różniczkowe drgań skrętnych ma postać:

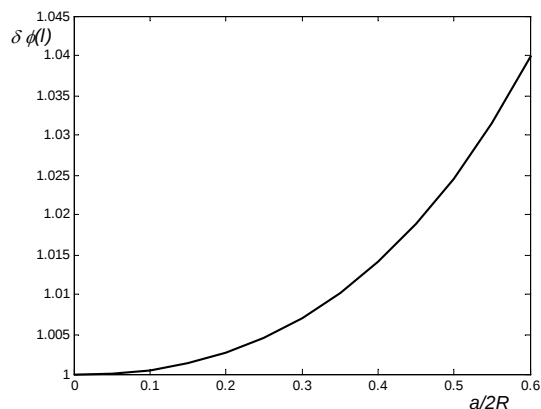
$$G \frac{\partial^2 \varphi_1(x,t)}{\partial x^2} - \rho \frac{\partial^2 \varphi_1(x,t)}{\partial t^2} = 0,$$

dla $x \in (x_p, l)$:

$$G \frac{\partial^2 \varphi_2(x,t)}{\partial x^2} - \rho \frac{\partial^2 \varphi_2(x,t)}{\partial t^2} = 0,$$

Cztery stałe całkowania (po dwie dla każdego z przedziałów zmienności współrzędnej x) wyznacza się z warunków brzegowych i ciągłości:

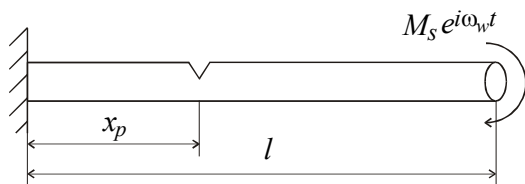
$$\begin{cases} \left. \frac{\partial \varphi_1(x,t)}{\partial x} \right|_{x=x_p} = \left. \frac{\partial \varphi_2(x,t)}{\partial x} \right|_{x=x_p} \\ \varphi_2(x_p, t) - \varphi_1(x_p, t) = c_s G J_0 \left. \frac{\partial \varphi_1(x,t)}{\partial x} \right|_{x=x_p} \end{cases}$$



Rys. 6. Zmiana amplitudy drgań końca pręta w funkcji głębokości pęknięcia dla zadanej częstości wymuszenia

4. PRZYKŁADY NUMERYCZNE

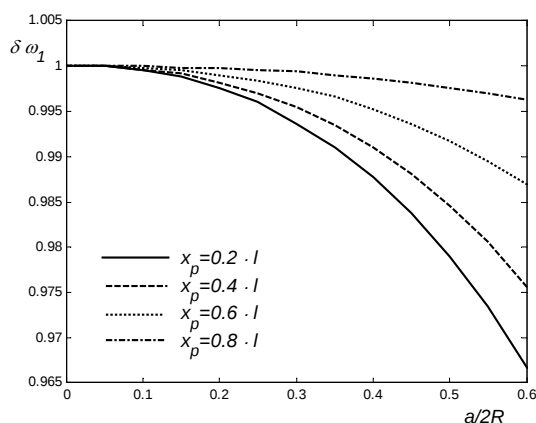
Dla pręta pokazanego na rys. 4 wyznaczono zmianę częstości skrętnych drgań własnych, (rys. 5) i zmianę amplitudy drgań wymuszonych (rys. 6) w funkcji głębokości i różnych lokalizacji pęknięcia.



Rys.4. Pręt jednostronnie utwierdzony

Na rys. 5 przez $\delta\omega_1$ oznaczono iloraz pierwszej częstości drgań własnych ω_{1pek} pręta z pęknięciem

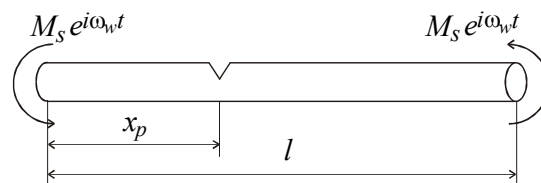
i ω_1 pręta bez pęknięcia, $\delta\omega_1 = \frac{\omega_{1pek}}{\omega_1}$



Rys.5. Zmiana pierwszej częstości drgań własnych w funkcji głębokości pęknięcia

Na rys. 6 przez $\delta\phi(l)$ oznaczono iloraz amplitudy drgań wymuszonych końca pręta ($x=l$) dla pręta z pęknięciem i bez pęknięcia.

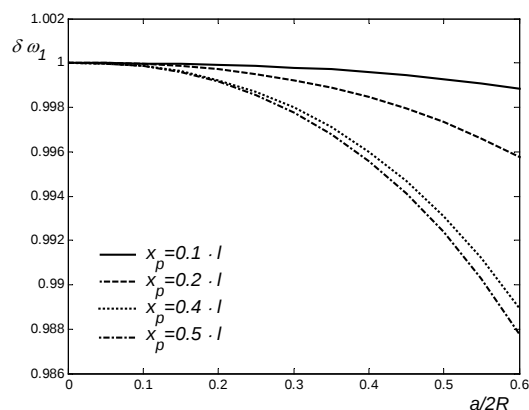
Podobne obliczenia przeprowadzono dla pręta pokazanego na rys. 7



Rys.7. Pręt o wolnych końcach

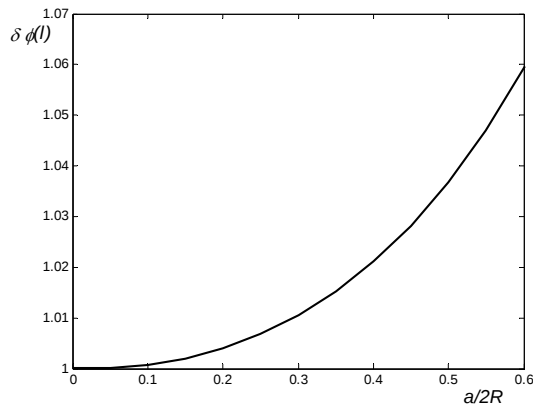
Na rys. 8 przez $\delta\omega_1$ oznaczono iloraz pierwszej częstości drgań własnych ω_{1pek} pręta z pęknięciem

i ω_1 pręta bez pęknięcia, $\delta\omega_1 = \frac{\omega_{1pek}}{\omega_1}$



Rys. 8. Względna zmiana pierwszej częstości skrętnych drgań własnych w funkcji głębokości pęknięcia

Na rys. 8 przez $\delta\phi(l)$ oznaczono iloraz amplitudy drgań wymuszonych końca pręta ($x=l$) wyznaczone dla pręta z pęknięciem i bez pęknięcia.



Rys. 9. Względna zmiana amplitudy drgań końca pręta w funkcji głębokości pęknięcia dla zadanej częstości wymuszenia

W obu przykładach obliczenia przeprowadzono dla pręta o danych materiałowych: $G = 8.1 \cdot 10^{10}$ Pa, $\rho = 7860$ kg/m³ i geometrycznych: $l = 1$ m, $R = 0.02$ m.

5. WNIOSKI

Z analizy wyników symulacji zamieszczonych na rys 5 i 8 wynika, że zmiana częstości skrętnych drgań własnych może być wykorzystana jako symptom diagnostyczny pęknięcia zmęczeniowego pręta.

Podobnie analiza wyników pokazanych na rys 6 i 9 pozwala stwierdzić, że również zmiana amplitudy drgań wymuszonych, mierzona w dowolnym punkcie, może być wykorzystana jako symptom diagnostyczny pęknięcia. Pomiar amplitud drgań wymuszonych służyć mogą również do monitorowania pęknięcia - ewentualnego wzrostu jego głębokości.

Jednocześnie analiza uzyskanych wyników, pokazuje, że pęknięcie o głębokości do około 10% wysokości pręta nie powoduje, podobnie jak przy analizie drgań wzdłużnych i giętnych [4], praktycznie wykrywalnej zmiany częstości drgań własnych czy amplitudy drgań wymuszonych, przez co diagnostyka takich pęknięć zmęczeniowych metodą analizy zmiany częstości drgań własnych czy amplitudy drgań wymuszonych jest niemożliwa.

LITERATURA

- [1] Batko W., Dąbrowski Z., Engel Z., Kiciński J., Weyna S., Nowoczesne metody badania procesów wibroakustycznych, ITE, Radom 2005, rozdział 2
- [2] Kiciński J.: Coupled forms of non-linear vibrations as a new tool of crack detection in rotating shaft, Transactions of the Institute of Fluid-Flow Machinery 2004, 115 pp. 37-58

- [3] Majkut L.: Modelowanie pęknięcia w wibroakustycznej diagnostyce według modelu. Diagnostyka, 34 (2005)
- [4] Majkut L.: Wpływ pęknięcia na drgania belki. Symptomy diagnostyczne, rozdział 3.8 w pracy Analiza ryzyka i diagnostyka procesów degradacyjnych i zmęczeniowych pod redakcją S. Radkowskiego, Warszawa 2004
- [5] Neimitz A.: Mechanika pękania, Warszawa PWN 1998
- [6] Ostachowicz W., Krawczuk M.: Analysis of the effect of cracks on the natural frequencies of a cantilever beam, J. of Sound and Vibration 1991, 150 str. 191-201
- [7] Szala J.: Przegląd możliwości diagnozowania obiektów technicznych ze względu na zmęczeniowe pęknięcie, Przegląd Mechaniczny, LXII (2003) str. 7-15



Dr inż. Leszek MAJKUT (ur. 1970), absolwent Wydziału Elektroniki, Automatyki, Informatyki i Elektrotechniki AGH (1995). Pracę doktorską dotyczącą wpływu lokalnej zmiany sztywności na amplitudę drgań i widmo częstości obronił w 1999 na Wydziale Inżynierii

Mechanicznej i Robotyki AGH w Krakowie. Obecnie prace badawcze dotyczące szeroko pojętej wibromechaniki (drgania, wibroizolacja, hałas, diagnostyka), teorii drgań ze szczególnym uwzględnieniem układów ciągłych prowadzi w zespole Wibromechaniki Katedry Mechaniki i Wibroakustyki AGH.

DEMODULACJA DRGAŃ MASZYN W SKALI CZASU SYNCHRONIZOWANEJ CYKLEM

Piotr KRZYWORZEKA, Witold CIOCH
Katedra Mechaniki i Wibroakustyki AGH,
al. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków
email: krzyworz@agh.edu.pl

Streszczenie

W diagnozowaniu maszyn, dla których realizacja celu podstawowego obejmuje powtarzanie sekwencji zdarzeń podobnych, lecz nie identycznych wartością okazać się może informacja o dynamicznych procesach resztkowych zawarta w modulacjach, zwłaszcza PPM. Procedurę demodulacji znacznie utrudnia zmiana cykli procesów kinematycznych w trakcie monitorowania. Opis sygnału w skali czasu synchronicznego z cyklem nośnym pozwala przybliżyć rozwiązanie problemu demodulacji kąta.

Słowa kluczowe: diagnostyka, synchronizm, demodulacja, decymacja.

MACHINE VIBRATIONS DEMODULATION – CASE OF CYCLE SYNCHRONIZED TIME SCALE

Summary

Taking into account some particularities of machine modulation the paper is concerned with the possibility of Phase demodulation output biasing elimination. Especially rotating speed fluctuations or trend can affect demodulation procedure. Proposed time scale transformation called PLD aims to reduce demodulation RMS error due to monotonic trend of carrier frequency. New time scale is synchronized by short time mean cycle of reference rotation speed, supposed carrier. Some simulated examples are discussed.

Key words: diagnostics, synchronism decimation, demodulation.

1. CZAS SYNCHRONIZOWANY CYKLEM

Prezentowane rozważania są kontynuacją publikacji [5], warto zatem przypomnieć (by rozszerzyć) ich wspólną przesłankę. Chodzi o skalę czasu, w jakich informacja dla odbiorcy wartościowa staje się bardziej czytelna.

1.1. Zegary użyteczne

Lokalne i globalne skale czasu wyznaczane są przez ciągi zdarzeń referencyjnych – zegary. Rola zegara, to generowanie zdarzeń porządkujących, organizujących inne ciągi zdarzeń. Regularny i nieregularny bieg czasu zależy od wyboru zegara, stąd celowym bywa. poszukiwanie zegara reprezentatywnego dla pewnego podzbioru zdarzeń np. momentów pomiaru procesu wibroakustycznego zawierającego informacje diagnostycznie cenną.

Skala czasu, w której:

- opis zmienności staje się prostszy,
 - zachowane są istotne cechy zmienności informacyjnej,
 - zmienność nieinformacyjna ulega redukcji,
- może ułatwiać diagnozowanie w zmiennych warunkach pracy.

Dla przedziału T obejmującego $1, \dots, n, \dots, M$ cykli: $\eta \in [0, mM]$, $t \in [0, T]$, m – ilość rozróżnialnych

1.2. Transformacje skali czasu

Rozważymy obiekty, w których ma miejsce powtarzanie oddziaływań elementów, lub mediów w ruchu. Sekwencja wybranego ciągu zdarzeń realizacji celu podstawowego [4, 6], powtarza się w interwałach czasowych określanych mianem cyklu chwilowego Θ . Kolejne realizacje Θ_k nie są identyczne nawet w dobrym stanie technicznym i ustalonych warunkach pracy maszyny, (stąd ruch cykliczny nie stanowi tu synonimu okresowego)

Ruch cykliczny stwarza interesującą możliwość wyróżnienia oprócz upływających według rytmu zegara uniwersalnego czasów eksploatacyjnego η i dynamicznego t , różniących się jedynie mnożnikiem skali, także trzeciej kategorii – skali czasu względnego 'η', którego rytm wyznacza cykl Θ – interwał czasowy kolejnych sekwencji [8]. Łączy go z czasem dynamicznym t zależność aproksymowana formułą (1):

$$\eta = n - 1 + \frac{t - \sum_{k=1}^{n-1} \varphi_k(\Theta)}{\psi_k(\Theta)} \quad (1)$$

momentów cyklu, $\psi_k(\Theta)$ – charakterystyka cyklu chwilowego, jej trafny wybór może ułatwić

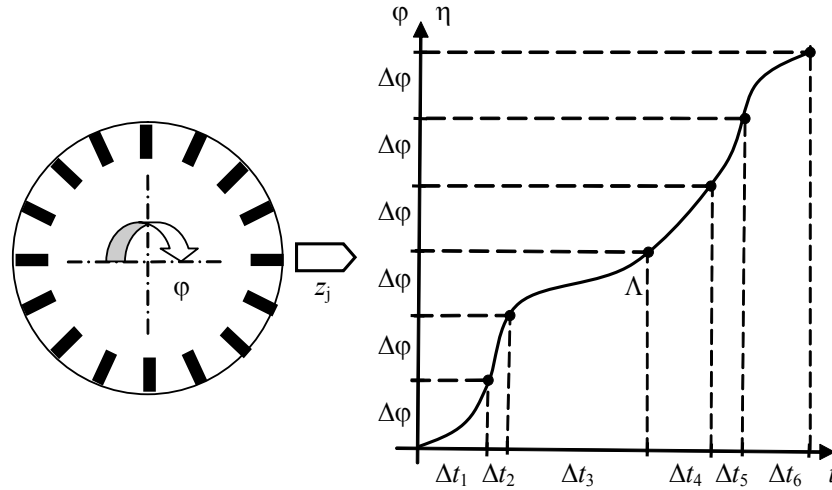
adaptacje skali 'η' dla danej kategorii metod odtwarzania zmienności wartościowej (por. rys. 2. b. i c.).

Jeśli $\psi(\Theta)$ reprezentuje operacje uśredniania, ma miejsce aproksymacja skali cyklu chwilowego, realizującą:

- dla uśredniania przedziałowego przybliżenie łamaną,

- dla średniej ruchomej wygładzanie.

Zasadę transformacji skali czasu dynamicznego 't' na skalę synchronizowanego cyklem czasu 'η' przedstawia rys. 1.



Rys. 1. Zasada transformacji czasu dynamicznego t na czas cyklu η w oparciu o pomiar kąta obrotu

Niech K ilością znaczników na 1 obrót – wówczas:

$$K\Delta\varphi = 2\pi = \sum_{k=1}^K \Omega_{tk} \Delta t_{tk} = \sum_{k=1}^K \frac{\Delta t_{tk}}{\Theta_{tk}} \quad (2)$$

$\Delta\varphi = \text{const}, \Delta t_k = \text{var}$

gdzie Θ_{tk} = wartości chwilowe cyklu w momentach t_k ,

Zbiór zdarzeń referencyjnych $\{z_k\}$ wyznaczają momenty t_k detekcji znaczników kąta obrotu (rys.1). Momenty te są jednocześnie referencyjne dla zegara odmierzającego czas cyklu chwilowego Θ

$$\{z_k\} \Rightarrow \{\eta_k\} = \{k\} \quad \Delta\varphi \Rightarrow \Delta\eta \quad \{t_k\} \Rightarrow k\Delta\eta \quad (3)$$

taktowanego równomiernie, jako że $\Delta\varphi = \text{const}$.

Zatem

zbiór K znaczników kąta obrotu wyznacza zbiór zdarzeń (momentów) referencyjnych zegara czasu rzędów.

Równoczesne im momenty czasu dynamicznego odpowiadają próbkowaniu niejednolitemu w skali 't' bowiem $\Delta t_k = \text{var}$.

Zegar czasu η jest synchronizowany cyklem chwilowym Θ .

Zegar czasu t jest synchronizowany zegarem uniwersalnym.

Ich związek określa zależność

$$\frac{d\eta}{dt} = \Lambda \quad \Lambda = \frac{1}{\Theta} \quad (4)$$

Warto zauważyć, że liczba obserwowalnych momentów η jest w praktyce skończona, wartość K określa postulowany zakres widma rzędów [9].

Jej zwiększanie, nie zawsze bywa uzasadnione rzeczywistą potrzebą, utrudnia pomiar i przetwarzanie jego wyników. Potwierdzają to m.in. [6].

W praktyce, jak wskazują m. in. eksperymenty autorów rozważanie ciągłej natury η drogą interpolacji nie okazuje się celowe, choć teoretycznie możliwe.

Warte zainteresowania okazują się dwa przypadki:

Gdy $\psi(\Theta)$ odpowiada cyklowi chwilowemu Θ , opis sygnału w dziedzinie częstotliwości przedstawia widmo rzędów wykorzystywane również w diagnozowaniu [9].

Widma rzędów cechuje dobra rozdzielczość i dynamika. Ich estymacja natomiast wymaga złożonych obliczeń i precyzyjnego pomiaru fazy (położenia) [ibidem]. Ponadto w tak zdefiniowanej skali 'η' tracona jest informacja o fluktuacjach cyklu, które mogą być wynikiem modulacji PPM drgań przez dynamiczne procesy resztkowe, cenne źródło wczesnej informacji diagnostycznej [7].

Niedogodności powyższej pozwala w wielu przypadkach uniknąć liniowa aproksymacja monotonicznych zmian cyklu, wówczas:

$$\Theta_T(t) = \Theta_{ref} \left(1 + \frac{\Delta_{\Theta}}{\Theta_{ref}} t \right) \quad (5)$$

Jej aplikacje praktyczną stanowi PLD. Dalej zbadamy jej przydatność dla poprawy skuteczności demodulacji kąta. Modulacja kąta PM jest wąskopasmową składową PPM [6,8].

2. SKALA CZASU DLA DEMODULACJI KĄTA

2.1. Trudności

Wiele badań szczegółowych [1,2,3] wskazuje na występowanie modulacji kąta i jej impulsowej wersji PPM już we wczesnych stadiach ewolucji uszkodzeń, natomiast dopiero zaawansowane zużycie (np. cierne i luz dla przekładni) dają zauważalny ogólny wzrost mocy widma całego sygnału drgań [8]. Nie wnikając w szczegóły, w każdym przypadku rezultaty demodulacji mogą stanowić wiarygodną bazę oceny stanu technicznego, jedynie wówczas, jeśli rezultat PDSM będzie estymatorem nieobciążonym i to w różnych stanach eksploatacyjnych.

Jednakże, jeśli prędkość obrotowa, a zatem i częstotliwość nośna nie są stałe, nieskuteczne okazują się metody demodulacji kąta opracowane i optymalizowane dla sygnałów nośnych określonej formy i stałej częstotliwości. Źródeł obciążenia należy szukać w odtwarzaniu niewłaściwych składowych fazy chwilowej – $\text{Arg}[Y(t)]$.

2.2. Model fazy maszynowej modulacji kąta

Spróbujmy rozważyć, jakie warunki powinna spełniać transformacja skali czasu dynamicznego by na wyjściu dominowała zmienność informacyjna? Otóż o poprawności interpretacji rezultatów demodulacji oprócz metody decyduje przyjęty model fazy sygnału y . Rzeczywisty sygnał PPM jest ciągiem niepowtarzalnych impulsów o zmodulowanym położeniu [6,8]. Model PPM wskazuje na odtwarzanie przez modulację kąta każdej ze składowych harmoniki ciągu impulsów. Dalsze rozważania dotyczyć, zatem będą fazy chwilowej składowej harmonicznej PPM, z reguły pierwszej.

Właściwe modelowanie dotyczy, zatem samej fazy, w której należy generalnie wyróżnić cztery składowe (6) o różnej jakościowo zmienności i odmiennej, choć nie zawsze jednoznacznej interpretacji:

$$\text{Arg}[Y(t)] = \Phi(t) = \Phi_C(t) + \Phi_X(t) + \Phi_F(t) + \Phi_T(t) \quad (6)$$

gdzie:

- a) $\Phi_C(t)$ – faza sygnału nośnego przy ustalonym cyklu Θ_C ,
- b) $\Phi_T(t)$ – rezultat monotonicznej zmiany cyklu nośnego,
- c) $\Phi_X(t)$ – składowa informacyjna, tu odtworzenie zmienności DPR,
- d) $\Phi_F(t)$ – nieinformacyjne fluktuacje związane ze stanem eksploatacyjnym

W perspektywie czasu dynamicznego postępy procesów zużycia nie są na ogół mierzalne, zatem monotoniczny wypadkowy trend fazy $\Phi_C + \Phi_T$ można przypisać nieinformacyjnej zmianie częstości nośnej.

Można je interpretować jako wynik transformacji skali czasu doprowadzającej proces nośny do stacjonarności w sensie stałości cyklu – $\Theta_C = \text{const}$.

Rozróżnienie fluktuacji Φ_X od Φ_F wymaga potraktowania indywidualnego. Wierne odtwarzanie $\Phi_X(t)$ nie zawsze jest konieczne i możliwe, brak bowiem referencji kształtu, a także przesłanek powtarzalności kolejnych realizacji, ze względu na losową naturę procesu DPR [3].

Reasumując, bazę użytecznej transformacji skali czasu ' $t \Rightarrow \eta$ ' powinien stanowić cykl nośny Θ_C . Niestety w ogólnym przypadku nie istnieje postać drgań generowana specjalnie w tym celu. Organiowy sygnał nośny y_0 nie musi być tożsamy z kinematycznym, dynamicznym, lub innym elementem realizacji celu podstawowego maszyny.

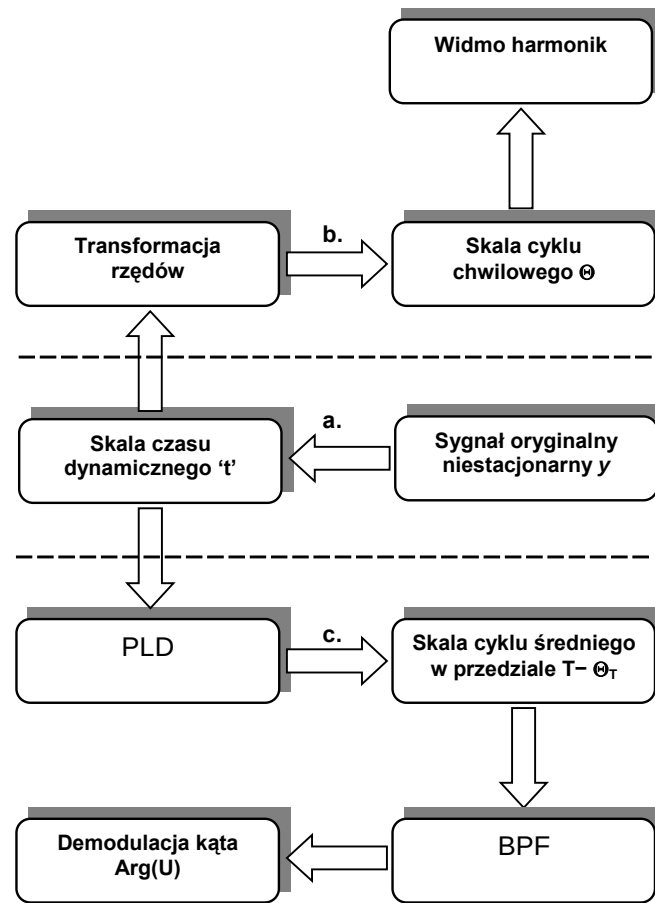
2.3. Aproksymacja krótko-terminowych trendów Θ_c

W zastosowaniach praktycznych liniowy trend cyklu występuje rzadko, służy natomiast skutecznie jako model aproksymujący monotoniczną zmianę Ω_C w przedziale obserwacji T [2,3,5] (por. także rys. 2c).

PLD realizuje transformację ' $t \Rightarrow g$ ' poprzez proporcjonalną selekcję próbek silnie nadpróbkowanego sygnału y .

Linia konwersji $t \Rightarrow \eta$ staje się łamaną w przedziałach $\Delta\eta_k = N_k \gg K$ (rys. 1). Nowa skala czasu jest synchronizowana cyklem Θ_T bliskim, lecz nie tożsamym z Θ_C . Rozwiązanie takie wiąże się z ryzykiem tworzenia fluktuacji pasożytniczych obciążających rezultat PPM, (co w przypadku wąskopasmowego sygnału nośnego odpowiada fazie Φ_F).

Dla wstępnego rozróżnienia składowych Φ_F i Φ_X można rozważyć selekcję częstotliwościową przynajmniej części udziału DPR.



Rys. 2. Możliwości reprezentacji sygnału niestacjonarnego w różnych skalach czasu:

- a) czas dynamiczny, charakterystyki dwuparametrowe
- b) czas rzędów, widma harmonik
- c) czas cyklu średniego Θ_T .

3. BADANIA SYMULACYJNE

3.1. Cel i zakres

Podstawowa trudność badania demodulatora modulacji niezamierzonych stanowi na ogół nieznajomość i niedostępność realnych sygnałów modulujących (realizacji wewnętrznych DPR), a także rodzaju modulacji. Model modulacji wąskopasmowymi procesami kinematycznymi dla konkretnej maszyny można uznać za przypadek najkorzystniejszy – wiadomo wtedy z grubsza, czego szukać [7].

Dla oceny skuteczności i porównania różnych procedur demodulacji, a także wzorcowania aparatury diagnostycznej pozostaje zatem symulacja wzorcowych sygnałów modulujących x_0 . By umożliwić także wizualną ocenę rezultatów, wybrano najprostsze superpozycje sinusoid modulujące fazę sygnału o zmiennej (rys. 3a) i stałej (rys. 3b) częstotliwości nośnej Ω_c .

Symulacje tu prezentowane miały przede wszystkim na celu ocenę skuteczności PLD w przybliżaniu cyklu nośnego.

Jako ilościowe kryterium oceny przyjęto błąd względny odtworzenia wartości skutecznej sygnału modulującego – x_0 .

Jako demodulatora w czasie η użyto argument sygnału analitycznego Y lub U :

$$x_h = \text{detrend}\{\text{Arg}[Y(t)]\} \text{ dla czasu } t$$

$$s_h = \text{detrend}\{\text{Arg}[U(t)]\} \text{ dla czasu } \eta$$

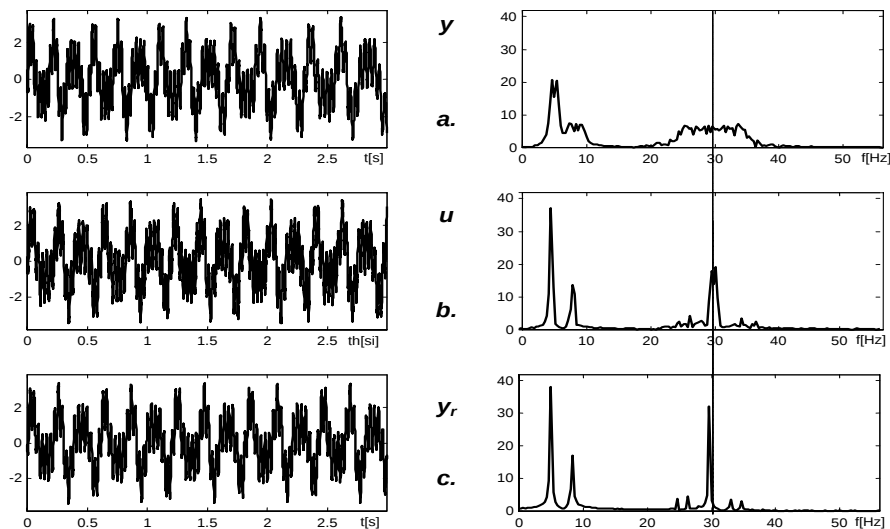
3.2. Przykłady

Brak miejsca skłania do przedstawienia rezultatów typowych dla właściwego doboru parametrów PLD blisko zakresu stosowalności. Liniowy spadek częstotliwości nośnej w przedziale T wynosił -40%. Fluktuacje resztkowe wyniku okazują się w większości wypadków nieakceptowalne (rys. 4b) i wymagają filtracji górnoprzepustowej.

Kształt sygnału modulującego asynchronicznego względem skali ' η ' nie jest odtwarzany poprawnie (rys. 4c), podobna uwaga

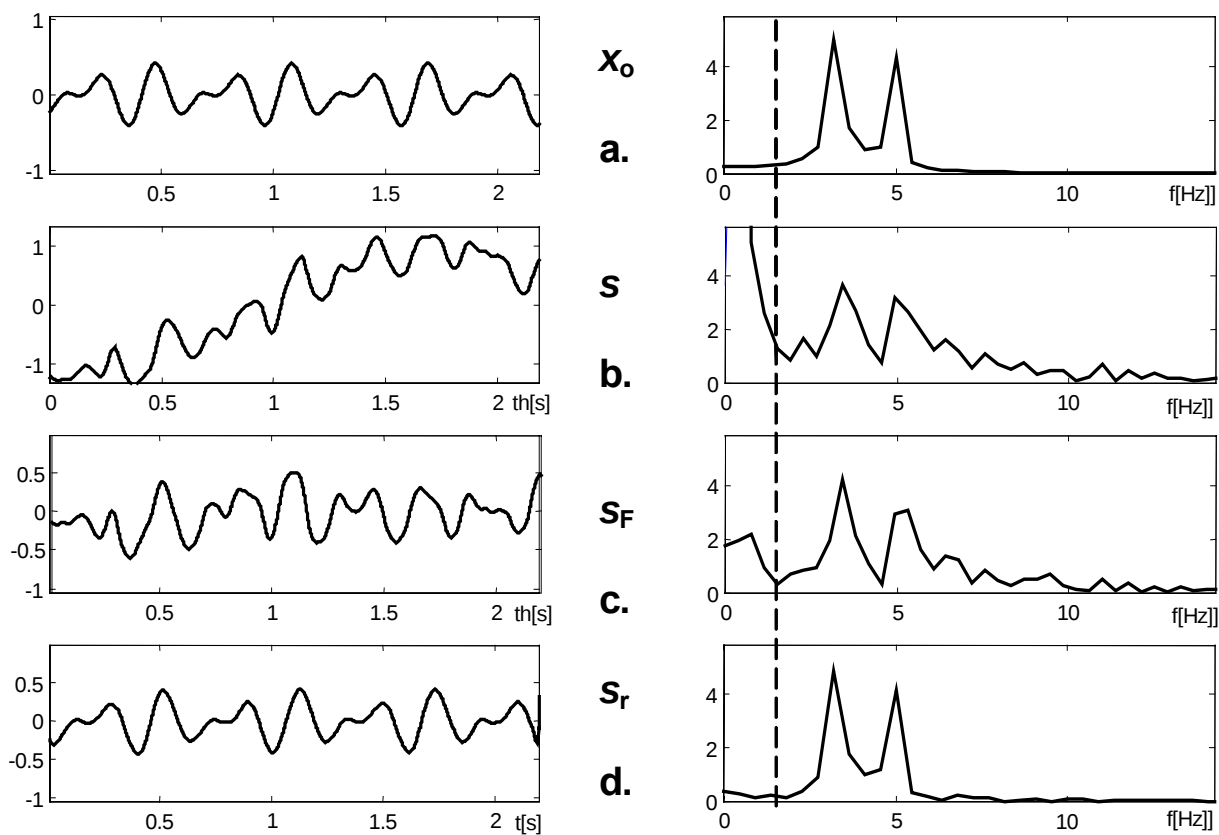
dotyczy widm. Odtwarzanie wartości skutecznej modulacji wypada lepiej jednak i tu z kilkunastoprocentowym błędem δ_x . Alternatywny

demodulator PLL może być skuteczniejszy, zwłaszcza w odtwarzaniu kształtu (por. [4]).



Rys. 3. Sygnał zmodulowany PM

- a) sygnał PM, liniowy spadek Ω_C
- b) sygnał PM jw. po zastosowaniu PLD
- c) sygnał PM, stała Ω_C



Rys. 4. Rezultaty demodulacji PM w dziedzinie czasu i częstotliwości

- a) modelowy sygnał modulujący
- b) liniowy spadek Ω_C , wynik po PLD $\delta_x = 293\%$
- c) jw. dodatkowa filtracja dolnoprzepustowa $\delta_x = 12,6\%$
- d) wynik demodulacji, stała Ω_C , bez PLD $\delta_x = -2\%$

4. UWAGI I WNIOSKI

Transformacja skali czasu poprzez decymację synchronizowaną cyklem (użycie PLD) pozwala na demodulację kąta z pewnymi ograniczeniami, bowiem:

- możliwe jest odtwarzanie wartości skutecznej ale nie kształtu sygnału modulującego,
- dobór parametrów PLD okazał się bardziej krytyczny, niż w przypadku harmonik cyklu podstawowego,
- sygnały asynchroniczne względem nowej skali czasu ulegają zniekształceniu.
- demodulacja PM jest tym skuteczniejsza, im lepiej cykl synchronizujący odtwarza cykl nośny,
- w zastosowaniu do modulacji niezamierzonych konieczne jest każdorazowa kalibracja procedury z wykorzystaniem sygnałów wzorcowych, a także filtracja pasmowa strefy modulacji.

Powyższe uwagi dotyczą demodulatora PM, który wykorzystuje argument sygnału analitycznego drgań

DPR – dynamiczny proces resztkowy

PLD – procedura liniowej decymacji

PM – modulacja fazy

PPM – modulacja położenia impulsów

SNR – stosunek sygnału do szumu

δ_X – błąd względny RMS

Φ_C – faza nośna

Φ_X – faza wartościowa

Φ_F – faza fluktuacji

Φ_T – faza trendu

Ω_C – częstość nośna

Θ_C – cykl nośny

Θ_T – średni krótkoterminowy

x_0 – referencyjny sygnał modulujący

x_2 – wysokoczęstotliwościowy sygnał wymuszenia (modulowany)

x_h – rezultat demodulacji fazy jako argumentu sygnału analitycznego

y – zmodulowany sygnał drganiowy, trend nośnej

y_r – jw., lecz bez trendu

5. BIBLIOGRAFIA

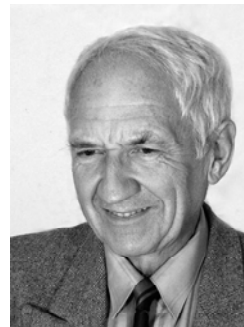
- [1]. Bigret R., Feron J. L.: *Diagnostic – maintenance disponibilite des machines tournantes*. Paris, Masson, 1995
- [2]. Cioch W., Krzyworzecka P.: *Modulacje niezamierzone w diagnozowaniu głośnika*. Diagnostyka, vol. 28, 2003, 29 – 36
- [3]. Cioch W., Krzyworzecka P.: *Dynamiczna kompensacja wpływu zmian długości cyklu na sygnał drganiowy*. Mat XXVII Sympozjum Diagnostyka Maszyn, z. 1.
- [4]. Haykin S.: *Systemy telekomunikacyjne*. W-wa, WKiŁ, 1998
- [5]. Krzyworzecka P.: *Demodulacja drgań maszyn przy zmianach prędkości obrotowej*. Diagnostyka, vol. 31, 2004, 21 – 28
- [6]. Krzyworzecka P.: *Wspomaganie synchroniczne w diagnozowaniu maszyn*. Kraków-Radom. BPE, Wyd. ITE, 2004
- [7]. Radkowski St.: *Wibroakustyczna diagnostyka uszkodzeń niskoenergetycznych*. W-wa, Radom, WITE, 2002
- [8]. Sobkowski J.: *Częstotliwościowa analiza sygnałów*. W-wa, Wyd. MON, 1975
- [9]. Piotrowski A., Stankiewicz A., Balunowski J., Solbut A.: *Diagnostics symptoms forming in the rotating machine monitoring based on the order tracking analysis*. II International Congress of Technical Diagnostics, Diagnostika'2000, Poland, Warsaw 19-22 September 2000.

6. WAŻNIEJSZE OZNACZENIA I SKRÓTY

DSDM – demodulacja sygnału drganiowego maszyny

Pracę zrealizowano w ramach projektu KBN nr 4 T07B 05426

Dr hab. inż. Piotr KRZYWORZEKA, prof. AGH



pracuje na tej uczelni od ukończenia studiów. Wykładał kilka lat w Algierii. Jest autorem ok. 90 publikacji, głównie o tematyce diagnostycznej, rzeczoznawcą SEP w zakresie elektroakustyki, a także członkiem PTDT od momentu jego powstania. W pracy badawczej

preferuje podejście sygnałowe. Interesuje się także psychologią i filozofią. Jako środek transportu preferuje rower.



Dr inż. Witold CIOCH jest absolwentem Wydziału Budowy Maszyn i Lotnictwa PRz., specjalność napędy lotnicze oraz Wydziału Inżynierii Mechanicznej i Robotyki AGH, specjalność wibroakustyka. Obecnie pracuje jako adiunkt w Katedrze Mechaniki i

Wibroakustyki AGH. Autor 34 publikacji z tematyki diagnostyki technicznej i wibroakustyki. Zajmuje się zagadnieniami cyfrowego przetwarzania sygnałów, sieciami neuronowymi i analizą ryzyka eksploatacyjnego.

BADANIA I OCENA UCIAŻLIWOŚCI HAŁASU NISKOCZĘSTOTLIWOŚCIOWEGO W CZTEROKONDYGNACYJNYM BUDYNKU MIESZKALNYM

Jerzy WICIAK

Katedra Mechaniki i Wibroakustyki, Wydział Inżynierii Mechanicznej i Robotyki
Akademia Górniczo-Hutnicza

30-059 Kraków, al. Mickiewicza 30, fax: 012-423-31-63, email: wiciak@agh.edu.pl

Streszczenie

W pracy przedstawiono badania i ocenę hałasu niskoczęstotliwościowego występującego w wybranym czterokondygnacyjnym budynku mieszkalnym. Ocenę warunków akustycznych występujących w badanym budynku przeprowadzono w oparciu o Instrukcję ITB 358/98.

Słowa kluczowe: fale niskoczęstotliwościowe, identyfikacja źródeł hałasu.

INVESTIGATIONS AND ANALYSIS OF LOW FREQUENCY TROUBLESOME IN A FOURSTOREY LIVING HOUSE

Summary

The paper presents results and analysis of investigations of low frequency noise sources, existing in living houses. The results of noise measurements in building was carried out according to instruction ITB 358/98.

Keywords: low-frequency waves, noise source identification.

1. WSTĘP

W ostatnich latach [6], [8], [9] pojawiło się nowe pojęcie - hałas niskoczęstotliwościowy - obejmujący zakres częstotliwości 10–250 Hz. Hałas ten został wyodrębniony za względu na stwierdzoną uciążliwość, potwierdzoną skargami osób narażonych na ten rodzaj hałasu.

Hałas niskoczęstotliwościowy, w tym infradźwiękowy, odbierany jest przez człowieka zarówno drogą słuchową jak i poprzez receptory wibracji. Jego szkodliwe i uciążliwe działanie charakteryzuje się subiektywnie określonymi stanami nadmiernego zmęczenia, dyskomfortu, senności, zaburzeniami równowagi, sprawności psychomotorycznej czy zaburzeniami fizjologicznymi [4]. Obiektywnym potwierdzeniem tych stanów są zmiany w ośrodkowym układzie nerwowym, zaobserwowanym zjawiskiem jest tak zwany efekt „wodzenia” występujący między innymi dla częstotliwości 5 Hz [2], [3].

Źródła tego typu hałasu można podzielić na dwie grupy: źródła naturalne i źródła sztuczne. Do grupy źródeł naturalnych należą: wybuchy wulkanów, trzęsienia ziemi, turbulencje powietrzne i wodne, grzmoty, gwałtowne wiatry, wodospady, burze geomagnetyczne, załamania fal morskich przy brzegu, oscylujące masy wody itp. Do grupy źródeł technicznych należą głównie maszyny przepływowe takie jak: sprężarki tłokowe wolnoobrotowe, wentylatory przemysłowe, turbodmuchawy, ssawy, okrętowe silniki spalinowe, silniki lotnicze oraz takie przemysłowe

maszyny i urządzenia jak: urządzenia energetyczne elektrowni cieplnych, piece hutnicze, formierki, kraty wstrząsowe i inne [1], [7], [13].

W niektórych przypadkach fale niskoczęstotliwościowe mogą ulegać wzmocnieniu przez zjawisko rezonansu pomieszczeń, elementów konstrukcyjnych lub całych obiektów. Poziom ciśnienia akustycznego może wówczas przewyższać poziom zmierzony bezpośrednio w pobliżu źródła hałasu.

Prowadzono wiele badań hałasów niskoczęstotliwościowych, przenikających do pomieszczeń mieszkalnych od urządzeń zainstalowanych w budynku lub poza budynkiem [1], [9], [10] oraz wprowadzano nowe instrukcje określające metody pomiaru i oceny hałasu niskoczęstotliwościowego występującego w mieszkaniach [11]. Spełnienia podanych przez nie wartości ograniczających poziomy hałasu niskoczęstotliwościowego powinno zabezpieczyć względnie komfortowe warunki akustyczne w pomieszczeniach mieszkalnych. [5], [8], [12], [14], [15].

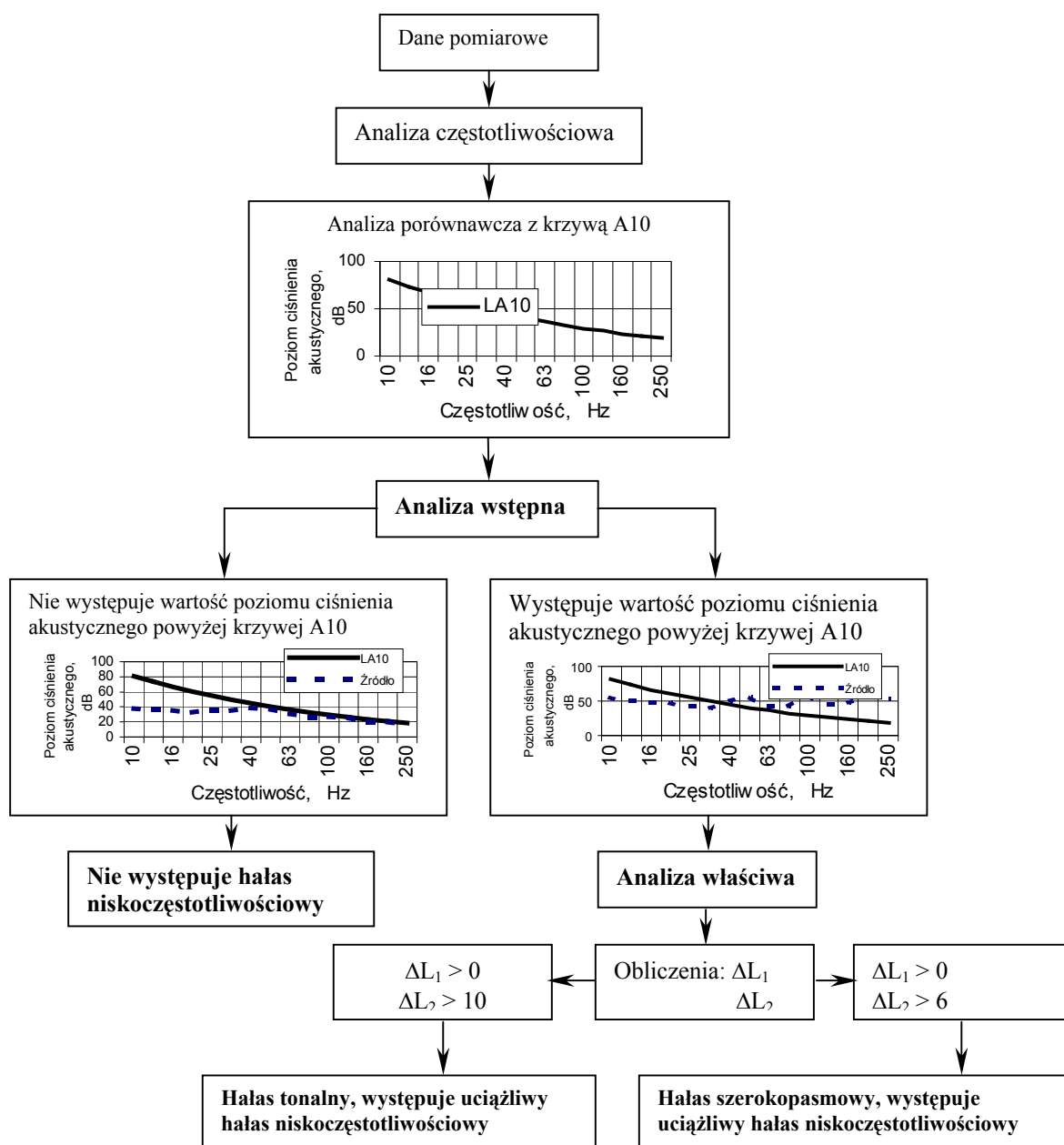
Fale infradźwiękowe i niskoczęstotliwościowe także występują w budownictwie mieszkalnym. Ściany i materiały izolacyjne nie stanowią praktyczne żadnej przeszkody dla tego typu fal. Celem pracy jest ocena hałasu niskoczęstotliwościowego występującego w wytypowanym budynku w oparciu o badania własne. Ocenę warunków akustycznych występujących w budynku przeprowadzono w oparciu o Instrukcję ITB 358/98 [11].

2. OBIEKT BADAŃ I METODA OCENY WYNIKÓW BADAŃ

Badania przeprowadzono w budynku czterokondygnacyjnym. Ze względu na fakt, że hałas pochodzący od urządzeń technicznych jest gorzej tolerowany niż hałas pochodzący od środków komunikacyjnych, w pierwszej kolejności badania skoncentrowano na pomiarach hałasu pochodzącego od urządzeń zainstalowanych w pomieszczeniach technicznych budynku (wymiennik ciepła) oraz urządzeń domowych powszechnie używanych (lodówka i kuchenka mikrofalowa). Zostały przeprowadzone również badania poziomu ciśnienia akustycznego w zależności od warunków atmosferycznych (wiatr,

deszcz i wyładowania atmosferyczne). W celu wyeliminowania wpływu źródeł innych źródeł hałasu badania przeprowadzono w godzinach nocnych (od 3 do 5).

Badania i analizy warunków akustycznych niskoczęstotliwościowych przeprowadzono korzystając z zestawu pomiarowego zbudowanego z: mikrofonu typ SV02, przedwzmacniacza SV01 i analizatora dźwięku i drgań SVAN 912. Następnie uzyskane wyniki zostały przeanalizowane za według instrukcji ITB 358/98, podczas opracowywania wyników zastosowano dwa kryteria oceny: ocenę wstępną i ocenę właściwą hałasu niskoczęstotliwościowego [11]. Algorytm oceny ekspozycji na człowieka fali akustycznej niskoczęstotliwościowej przedstawiono na rys. 1.



Rys. 1. Algorytm oceny ekspozycji na człowieka fali akustycznej niskoczęstotliwościowej

Ocenę wstępną dokonano graficznie zestawiając na rysunkach widmo poziomu ciśnienia akustycznego w pasmach 1/3 oktaowych oraz charakterystykę poziomów zalecanych A10. Ocena wstępna pozwoliła określić, czy w badanym pomieszczeniu występuje hałas niskoczęstotliwościowy oraz czy celowe jest dokonywanie oceny właściwej. W przypadku, gdy w widmie fali niskoczęstotliwościowej występowały składowe z zakresu 10 Hz- 250 Hz o poziomach większych od poziomów określonych charakterystyką A10 stwierdzano, że w pomieszczeniu występuje hałas niskoczęstotliwościowy i kontynuowano ocenę właściwą.

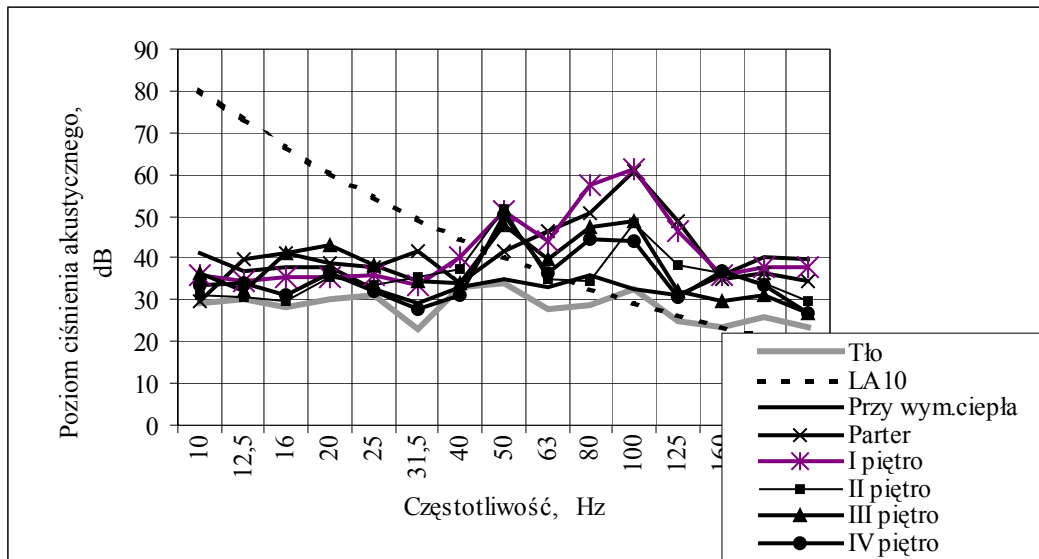
Ocena właściwa hałasu niskoczęstotliwościowego polegała na ocenie następujących różnic: ΔL_1 i ΔL_2 , gdzie:

ΔL_1 – różnica między zmierzonym poziomem ciśnienia akustycznego w pasmach 1/3 oktaowych dla hałasu niskoczęstotliwościowego L_H a poziomem ciśnienia akustycznego dla krzywej odniesienia L_{A10} ,

ΔL_2 – różnica między zmierzonym poziomem ciśnienia akustycznego w pasmach 1/3 oktaowych dla hałasu niskoczęstotliwościowego L_H a poziomem ciśnienia akustycznego L_T .

3. WYNIKI POMIARÓW

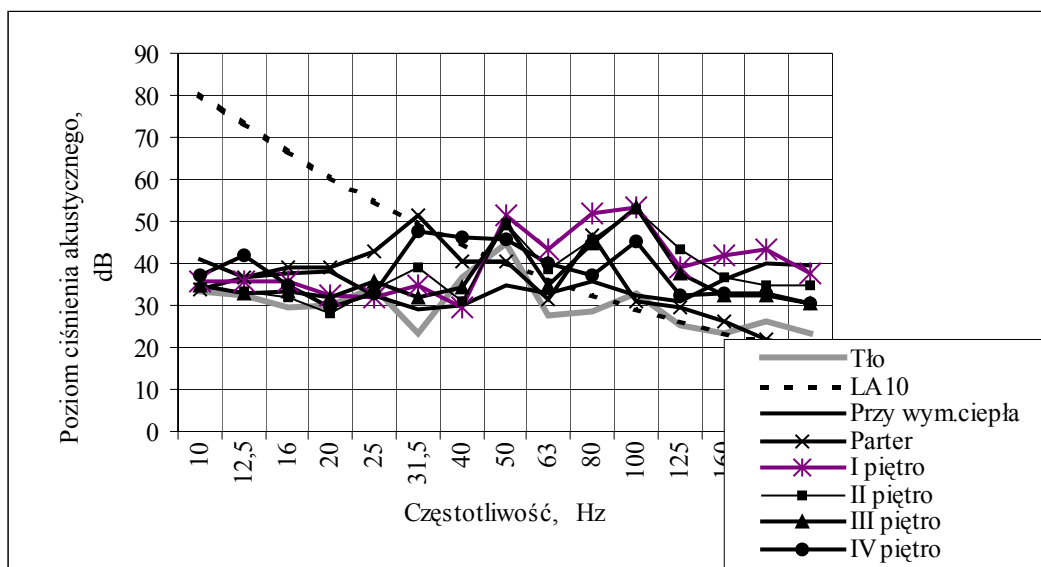
Badania przeprowadzono w 8 płaszczyznach pomiarowych: 5 płaszczyznach równoległych do płaszczyzny poziomej (parter oraz 4 piętra) oraz w 3 płaszczyznach prostopadłych (bezpośrednio nad źródłem oraz w odległości 15 metrów z lewej i prawej strony). Pomiarów przeprowadzono w godzinach nocnych od 3 do 5 nad ranem. Wybrane wyniki pomiarów i przeprowadzonych analiz zamieszczono na rysunkach 2 – 8. Na rysunkach 2 – 4 przedstawiono analizy 1/3 oktaowe poziomu ciśnienia akustycznego generowanego przez wymiennik ciepła w zależności od odległości.



Rys. 2. Charakterystyki widmowe poziomów ciśnienia akustycznego generowanego przez wymiennik ciepła w zależności od odległości, po lewej stronie źródła

Analiza zamieszczonych charakterystyk 1/3 oktaowych wykazuje, że wartości poziomu ciśnienia akustycznego fali infradźwiękowej zależą od wysokości budynku (piętra) oraz położenia punktu pomiarowego, w pewnych miejscach występuje wzmocnienie a w innych zmniejszenie poziomu ciśnienia akustycznego. W zakresie częstotliwości od 10 do 16 Hz można zauważyć niewielkie wahania w poziomie ciśnienia

akustycznego w granicach 15%, w przedziale od 80 do 125 Hz wahania sięgają do 50 %. W paśmie częstotliwości od 25 Hz do 125 Hz poziom ciśnienia akustycznego jest najmniejszy przy wymienniku ciepła. Powyżej częstotliwości 63 Hz wszystkie krzywe przekroczyły zalecany poziom ciśnienia akustycznego zalecany charakterystyką A10.

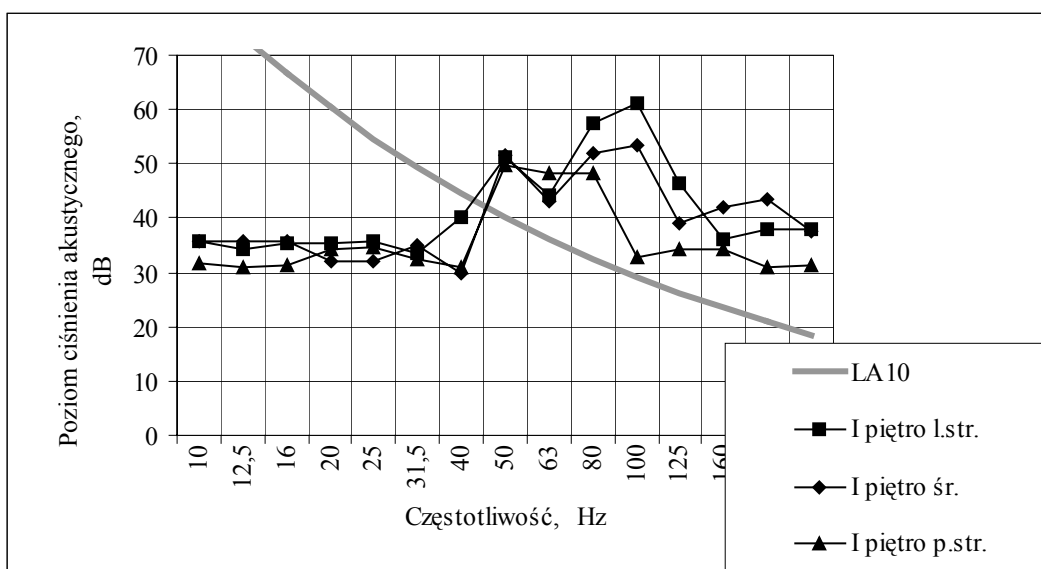


Rys. 3. Charakterystyki widmowe poziomów ciśnienia akustycznego generowanego przez wymiennik ciepła w zależności od odległości, bezpośrednio nad źródłem

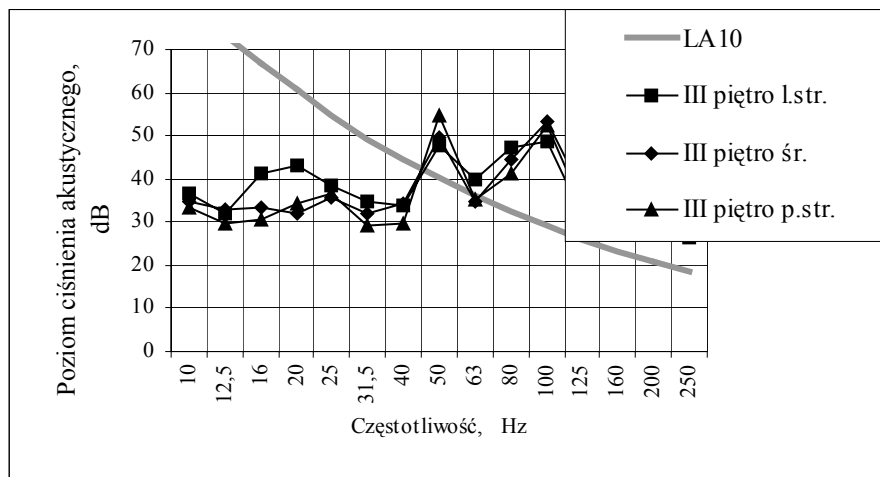
W przypadku punktów pomiarowych usytuowanych bezpośrednio nad wymiennikiem ciepła zaobserwowano różnice w całym paśmie częstotliwości z dużymi wahaniami w zakresie od 25 do 125 Hz. Dla częstotliwości 100 Hz poziom ciśnienia akustycznego na wszystkich piętrach wynosił około 53 dB, i w porównaniu do parteru różnica ta wynosiła 22 dB. Dla częstotliwości większych od 63 Hz wszystkie krzywe również przekroczyły zalecany poziom ciśnienia hałasu niskoczęstotliwościowego w pomieszczeniach mieszkalnych. Na przedstawionym rysunku (rys. 3) można również zauważyć, że w paśmie częstotliwości od 25 do 125 Hz najmniejsza

wartość poziomu ciśnienia akustycznego występuje bezpośrednio przy wymienniku ciepła.

Na rysunkach 4 i 5 zamieszczono porównanie zmian poziomu ciśnienia akustycznego w płaszczyźnie poziomej. Analiza zamieszczonych charakterystyk pozwala zauważyć, że do częstotliwości 80 Hz fala akustyczna rozchodzi się niemal równomiernie po całej powierzchni pięter, oraz że powyżej częstotliwości 50 Hz wszystkie krzywe przekroczyły zalecany poziom określony charakterystyką A10. Dla częstotliwości 100 Hz, różnica pomiędzy wartościami poziomu ciśnienia akustycznego zmierzonymi po prawej i po lewej stronie piętra wynosi aż 30 dB.



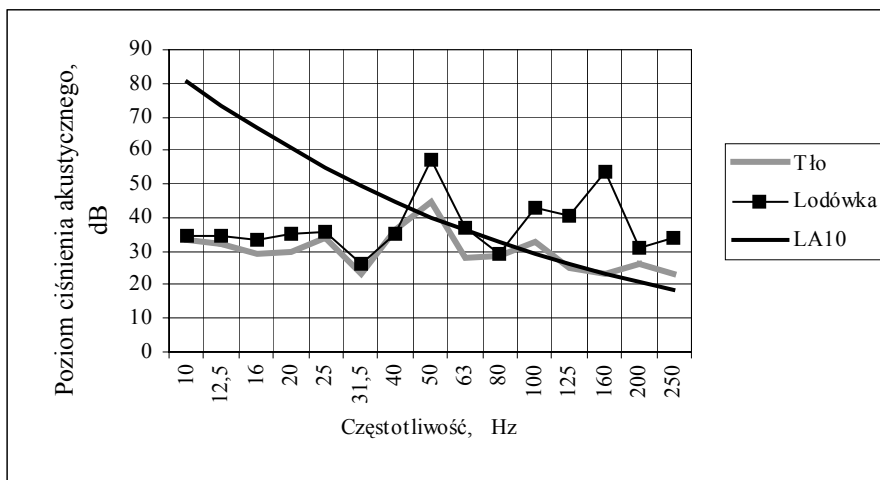
Rys. 4. Charakterystyki widmowe poziomów ciśnienia akustycznego generowanego przez wymiennik ciepła w zależności od miejsca pomiaru, I piętro



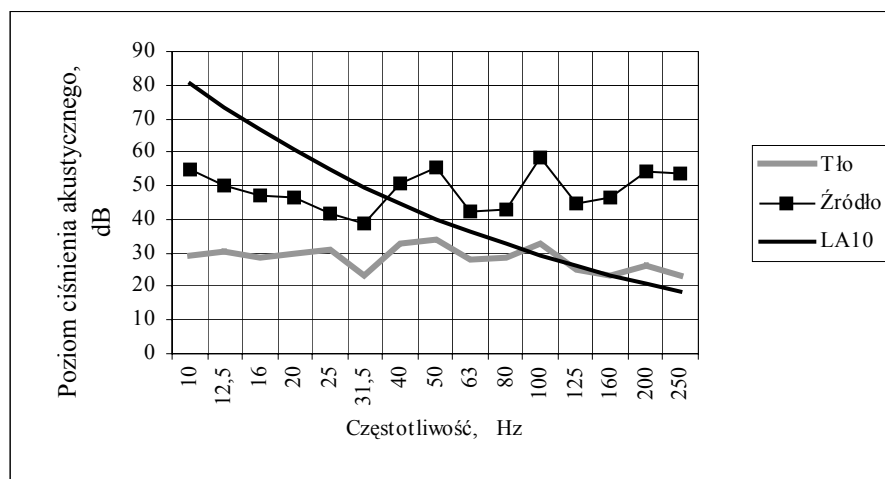
Rys. 5. Charakterystyki widmowe poziomów ciśnienia akustycznego generowanego przez wymiennik ciepła w zależności od miejsca pomiaru, III piętro

Na rys. 6. analizy 1/3 oktawowo przedstawiono poziomu ciśnienia akustycznego generowanego przez lodówkę i poziom tła akustycznego w jednym z pomieszczeń w badanym budynku, a na rysunku 7 zamieszczono wyniki pomiarów dźwięków generowanych przez pracującą lodówkę i kuchenkę mikrofalową. Analiza zamieszczonych wyników

pomiarów pozwala wnioskować, że hałas ma charakter tonalny i występują w nim składowe dla częstotliwości 50 i 250 Hz o poziomie około 13 dB większym od poziomu określonego charakterystyką A10, a dla częstotliwości 160 Hz aż o 30,3 dB. W pomieszczeniu występował uciążliwy hałas niskoczęstotliwościowy.



Rys. 6. Wstępna graficzna ocena hałasu w jednym z pomieszczeń mieszkalnych w budynku, źródłem hałasu jest pracująca lodówka



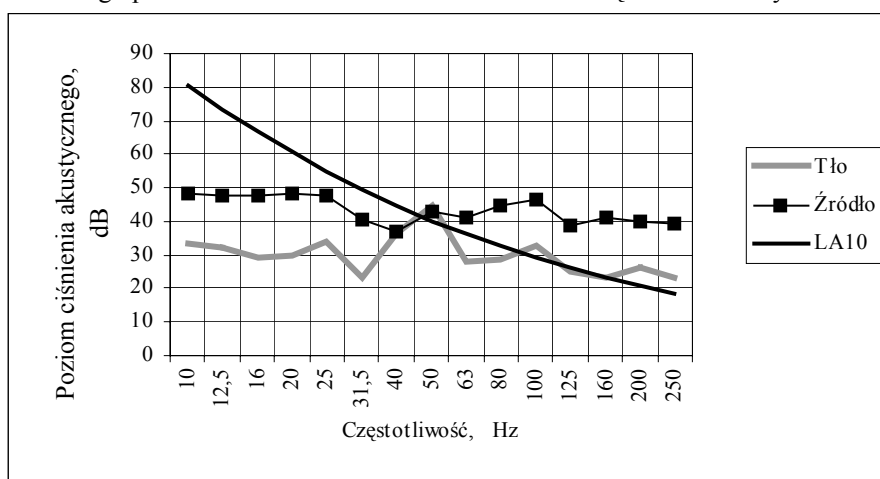
Rys. 7. Wstępna graficzna ocena hałasu w jednym z pomieszczeń mieszkalnych w budynku, źródłem hałasu jest pracująca lodówka i kuchenka mikrofalowa

Analiza zamieszczonych charakterystyk oraz przeprowadzone obliczenia pozwalają zauważyć, że różnica pomiędzy wartością poziomu ciśnienia akustycznego tła pomiarowego a wartością ciśnienia akustycznego źródła, w całym zakresie częstotliwości wynosi około 16 dB. Hałas ma charakter tonalny występują w nim składowe w przedziale od 40 do 250 Hz o poziomie średnio 20 dB większym od poziomów określonych charakterystyką A10, pozwoliło to na wnioskowanie że w pomieszczeniu występował uciążliwy hałas niskoczęstotliwościowy.

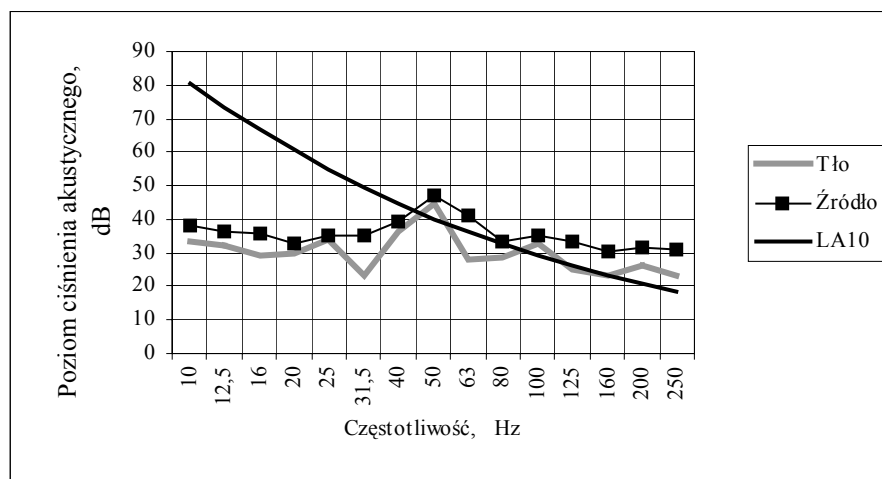
Na rys. 8 przedstawiono wyniki analiz 1/3 oktawowych poziomu ciśnienia akustycznego generowanego przez wiatr przy kratce wentylacyjnej a na rys. 9 i przedstawiono wyniki analiz 1/3 oktawowych poziomu ciśnienia akustycznego generowanego przez wiatr i deszcz.

Analiza charakterystyk zamieszczonych na rys. 8 pozwala na stwierdzenie, że hałas ma charakter tonalny i występuje w nim główna składowa dla częstotliwości 100 Hz o poziomie 12,2 dB większym od poziomu określonego charakterystyką A10 i o 17,6 dB większym od poziomu tła akustycznego. Należy ocenić, że w pomieszczeniu występował uciążliwy hałas niskoczęstotliwościowy.

Analiza 1/3 oktawowej wartości poziomu ciśnienia akustycznego przedstawionych na rys. 9 pozwala zauważyć, że w przedziale częstotliwości od 63 do 250 Hz składowe są większe od poziomu określonego charakterystyką A10, ale żadna z obliczonych różnic L_1 i L_2 nie spełnia warunków określonych w algorytmie obliczeniowym. W badanym przypadku nie występował uciążliwy hałas niskoczęstotliwościowy.



Rys. 8. Poziom ciśnienia akustycznego generowany przez wiatr przy kratce wentylacyjnej



Rys. 9. Poziom ciśnienia akustycznego w zależności od warunków atmosferycznych (wiatr i deszcz)

4. PODSUMOWANIE

W pracy przeprowadzono ocenę uciążliwości fal niskoczęstotliwościowych dla zdrowia i bezpieczeństwa ludzi w wybranym budynku mieszkalnym. Przebadano typowe źródła fal niskoczęstotliwościowych występujących w budownictwie mieszkalnym: wymiennik ciepła, lodówka, kuchenka mikrofalowa oraz wpływ warunków atmosferycznych, a ocenę przeprowadzono w oparciu o instrukcję Instytutu Techniki Budowlanej nr 358/98.

Przeprowadzone analizy i oceny przeprowadzone dla wybranego pozwalają na sformułowanie następujących wniosków:

1. W przypadku wymiennika ciepła wraz ze zmianą wysokości można zaobserwować różnice w poziomie ciśnienia akustycznego spowodowane wzmocnieniem lub wytłumieniem fal niskoczęstotliwościowych. Wzmocnienie poziomu ciśnienia akustycznego jest szczególnie widoczne na parterze i I piętrze, po lewej stronie budynku przy częstotliwości 100 Hz i wynosi około 30 dB w stosunku do krzywej A10 oraz na parterze po prawej stronie budynku również przy częstotliwości 100 Hz i wynosi 35 dB.
2. W przypadku pomiarów przeprowadzonych wzdłuż poszczególnych pięter nie stwierdzono znacznych różnic poziomu ciśnienia akustycznego w zależności od położenia punktu pomiarowego, z wyjątkiem parteru gdzie przy częstotliwości 100 Hz występuje wyraźne wzmocnienie po prawej i lewej stronie źródła w stosunku do pomiaru przeprowadzonego bezpośrednio nad wymiennikiem ciepła, różnica pomiędzy punktami sięga 30 dB.
3. Poniżej częstotliwości 40 Hz nie występuje przekroczenie zalecanych przez ITB poziomów ciśnienia akustycznego hałasu

niskoczęstotliwościowego w pomieszczeniach mieszkalnych (krzywa A10).

4. Dla częstotliwości powyżej 63 Hz występuje przekroczenie zalecanych poziomów ciśnienia akustycznego hałasu niskoczęstotliwościowego w pomieszczeniach mieszkalnych (krzywa A10), nawet do 30 dB dla częstotliwości 100 Hz.
5. W przypadku lodówki stwierdzono znaczny wzrost poziomu ciśnienia akustycznego w granicach częstotliwości od 100 do 200 Hz, natomiast przy równoczesnym pomiarze lodówki i mikrofalówki można zaobserwować znaczny wzrost poziomu ciśnienia akustycznego już od częstotliwości 40 Hz i przekracza on krzywą A10 o 29 dB dla częstotliwości 100 Hz o 34 dB dla częstotliwości 200 Hz.
6. Przy pomiarach przeprowadzonych przy kratce wentylacyjnej podczas silnego wiatru, stwierdzono występowanie fal niskoczęstotliwościowych. Powyżej 50 Hz różnica poziomu ciśnienia akustycznego w stosunku do tła wynosi od 8 do 13 dB.
7. W przypadku pomiarów przeprowadzonych w czasie trwania deszczu i wiatru nie stwierdzono występowania fali niskoczęstotliwościowej, jednak wielu autorów prac badawczych podaje, że warunki atmosferyczne mają wpływ na tworzenie się fali niskoczęstotliwościowej.

Przedstawione w tej pracy źródła fal niskoczęstotliwościowych, wykazują, że fale niskoczęstotliwościowych generowane przez wymienione źródła mogą być uciążliwe dla osób przebywających w tych budynkach. Uzyskane wyniki wskazują, że fale infradźwiękowe oraz hałas niskoczęstotliwościowy mogą być uciążliwe w budownictwie mieszkaniowym.

5. LITERATURA:

- [1]. Augustyńska D., Infrasonic noise emitted by flow machines. Its sources and reduction method. *Journal of Low frequency Noise and Vibration*, 1, 1989.
- [2]. Damijan Z., Panuszka R., McGlothlin J., Standardization of Infrasounds and Low Frequency Noises for Health Benefits on Human. *JASA*, Vol. 112, No.5. Pt.2 od 2. Nov. 2002. p.2244. 2002.
- [3]. Damijan Z., Kasprzak C., Panuszka R., Korzewski J., Changes of the impacts of LFN (low-frequency noise) on level of arousal with use psychological self report. *Structures -- Waves -- Biomedical Engineering*. Vol. 12 no 1, s. 21 - 28, 2003 r.
- [4]. Engel Z., *Ochrona środowiska przed drganiami i hałasem* PWN Warszawa, 2001.
- [5]. Landstrom U., Lindblom-Haggqvist S., Lofsted P., Low frequency noise in lorries and correlated effects on driver. *Journal of Low frequency Noise and Vibration*, 2(3) 72-74, 1993.
- [6]. Kaczmarska A., Augustyńska D., Engel Z., Górski P., *Przemysłowe zabezpieczenia przed hałasem infradźwiękowym i niskoczęstotliwościowym*, Centralny Instytut Ochrony Pracy, 2001
- [7]. Kaczmarska, A., Augustyńska, D. Study of sound insulation of control cabins in industry in the low frequency range. *Journal of Low Frequency Noise and Vibration*, 11, 42-46, 1992.
- Leventhall G., *A Review of Published Research on Low Frequency Noise and its Effects*. Defra Publications. Crow Copyright, 2003.
- [8]. Mirowska M., *Metody subiektywnej i obiektywnej oceny uciążliwości hałasów w pomieszczeniach mieszkalnych*. Materiały konferencyjne Otwarte seminarium z Akustyki, 21-38, 1997
- [9]. Mirowska M., *Badania narażenia na hałas niskoczęstotliwościowy w pomieszczeniach mieszkalnych*. Prace Instytutu Techniki Budowlanej, 90-107, 1-2 (101-102), 1997
- [10]. Mirowska M., *Propozycja metody oceny hałasu niskoczęstotliwościowego występującego w pomieszczeniach mieszkalnych*. Materiały konferencyjne Otwarte seminarium z Akustyki, 421-426, 1998.
- [11]. Mirowska M., *Ocena hałasu niskoczęstotliwościowego w pomieszczeniach mieszkalnych*. Instrukcja ITB Nr 358/98. Instytut Techniki Budowlanej, Warszawa 1998.
- [12]. Mirowska M., *Badania i ocena hałasów niskoczęstotliwościowych w budynkach mieszkalnych*. Materiały konferencyjne Otwarte seminarium z Akustyki, 151-156, 2003
- [13]. Pawlaczyk-Łuszczyńska. M., *Source of occupational exposure to infrasonic noise*. *Proc. Noise Contro*, 241 – 246, Krynica 1996.
- [14]. Yamada K., Tokita Y., *Effects of infra and low frequency sound on sleep stage*. *Proceedings of Inter Noise*, 929-932, 1984.
- [15]. Vercammen M.L.S., *Low frequency Noise Limits*. *Noise and Vibrations*. *Journal of Low frequency Noise and Vibration*, 11,1,1992.

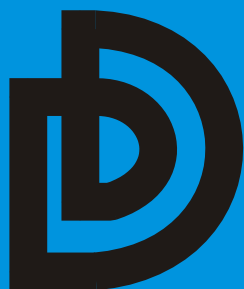


Dr inż. Jerzy WICIAK ur. 24.08.1964 r. W 1989 ukończył Politechnikę Krakowską, Wydział Mechaniczny, specjalność samochody i ciągnik. Od 1990 zatrudniony w AGH, WiMiR, od 1996 - adiunkt WiMiR AGH. Wykształcenie - mechanik, specjalność: wibroakustyka. Zainteresowania naukowe: modelowanie struktur mechanicznych metodą MES, akustyka strukturalna, materiały i struktury inteligentne, Inne zainteresowania: teatr, opera, książki, turystyka, sport.

Druk i oprawa:



ul. Pieniężnego 13/2
10-003 Olsztyn
tel. / fax: 089-527-24-30



diag'2006

ORGANIZATORZY:

INSTYTUT SYSTEMÓW ELEKTRONICZNYCH
WYDZIAŁU ELEKTRONIKI
WOJSKOWEJ AKADEMII TECHNICZNEJ

POLSKIE TOWARZYSTWO DIAGNOSTYKI
TECHNICZNEJ

ZESPÓŁ DIAGNOSTYKI
SEKCJI PODSTAW EKSPLOATACJI
KOMITETU BUDOWY MASZYN
PAN

zapraszają do udziału w:
VI KRAJOWEJ KONFERENCJI
DIAGNOSTYKA TECHNICZNA
URZĄDZEŃ I SYSTEMÓW

USTRÓŃ ORW „Muflon”

17-20 października 2006 r.

ZAKRES TEMATYCZNY KONFERENCJI

Wiodącymi kierunkami konferencji są:

A. Podstawy diagnostyki technicznej, a w tym:

- miary i kryteria diagnostyczne;
- metody analizy sygnałów diagnostycznych;
- metody wnioskowania diagnostycznego;
- metody i systemy pomiarowe dla potrzeb diagnostyki;
- metody symulacyjne w diagnostyce.

B. Diagnostyka systemów antropotechnicznych i ich elementów, a w tym:

- diagnostyka człowieka jako operatora i decydenta systemów technicznych;
- diagnostyka obiektów technicznych;
- diagnostyka środowiska systemu: człowiek - obiekt techniczny.

WAŻNE TERMINY

1. Termin nadsyłania wstępnych zgłoszeń udziału w konferencji:
28 lutego 2006
2. Termin nadsyłania 2-stronicowych streszczeń referatów:
15 maja 2006
3. Termin nadsyłania pełnych tekstów referatów:
15 czerwca 2006

KONTAKT:

Wojskowa Akademia Techniczna
Wydział Elektroniki
Instytut Systemów Elektronicznych
ul. Kaliskiego 2
00-908 WARSZAWA

Jolanta JAKUBOWSKA
tel.: 022-683-9082
fax: 022-683-9125
e-mail: jjakubowska@wel.wat.edu.pl

Dr hab. inż. Tadeusz DĄBROWSKI
tel.: 022-683-9082
e-mail: tdabrowski@wel.wat.edu.pl

Aktualne informacje o konferencji znajdują się
na stronie internetowej:

www.wat.edu.pl

Wszystkie opublikowane prace w czasopiśmie uzyskały pozytywne recenzje.

Redakcja zastrzega sobie prawo korekty nadesłanych artykułów.

Kolejność umieszczenia prac w czasopiśmie zależy od terminu ich nadesłania i otrzymania ostatecznej, pozytywnej recenzji.

Wytyczne do publikowania w DIAGNOSTYCE można znaleźć na stronie internetowej:

<http://www.uwm.edu.pl/wnt/diagnostyka>

Redakcja informuje, że istnieje możliwość zamieszczania w DIAGNOSTYCE ogłoszeń i reklam.

Jednocześnie prosimy czytelników o nadsyłanie uwag i propozycji dotyczących formy i treści naszego czasopisma. Zachęcamy również wszystkich do czynnego udziału w jego kształtowaniu poprzez nadsyłanie własnych opracowań związanych z problematyką diagnostyki technicznej. Zwracamy się z prośbą o nadsyłanie informacji o wydanych własnych pracach nt. diagnostyki technicznej oraz innych pracach wartych przeczytania, dostępnych zarówno w kraju jak i zagranicą.