

Polskie
Towarzystwo
Diagnostyki
Technicznej

afiliowane przy

Wydziale Nauk
Technicznych
Polskiej Akademii Nauk

Diagnostyka

ISSN 641-6414



3rd INTERNATIONAL CONGRESS of TECHNICAL DIAGNOSTICS

DIAGNOSTICS ' 2004

SEPTEMBER 6 - 9, 2004

Poznań, POLAND

**VOL. 30
tom 2
2004 r.**

PUBLIKACJE KONGRESOWE

LISOWSKI Wojciech - <i>Zastosowanie technik eksperymentalnej analizy modalnej w ocenie stanu dynamicznego</i>	3
ŁUCZAK Marcin - <i>Wpływ defektu w postaci zukosowania panwi na własności dynamiczne dużej maszyny energetycznej</i>	7
MADEJ Henryk, ŁAZARZ Bogusław - <i>Wykorzystanie modelu dynamicznego przekładni zębatej w układzie napędowym w diagnostyce konstrukcyjnej</i>	11
MAĆZAK Jędrzej - <i>Wykorzystanie modeli symulacyjnych w autonomicznych układach diagnostycznych</i>	15
MENDROK Krzysztof, UHL Tadeusz - <i>Zastosowanie analizy dróg rozchodzenia się energii w konstrukcjach do diagnostyki reduktora</i>	19
MICHALSKI Ryszard, DROŻYNER Przemysław, MIKOŁAJCZAK Paweł - <i>Model zintegrowanego systemu diagnostycznego obiektów bioagrotechnicznych z uwzględnieniem niepewności pomiarów</i>	23
MICHALSKI Ryszard, DROŻYNER Przemysław - <i>Sztuczna inteligencja w monitorowaniu stanu technicznego maszyn rolniczych</i>	27
MOCZULSKI Wojciech - <i>Knowledge Engineering and Diagnostics - Today and Tomorrow</i>	35
MONIETA Jan - <i>Szacowanie dokładności diagnozowania kontrolnego podzespołu silnika okrętowego</i> ...	43
NIZIŃSKI Stanisław, WIERZBICKI Sławomir - <i>Zintegrowany system informatyczny sterowania pojazdów</i>	47
ORCZYK Małgorzata, TOMASZEWSKI Franciszek - <i>Ocena hałasu środowiska autostrady A-2 Krzesiny – Komorniki</i>	53
PATAŠIENĖ L., BAURIENE G. - <i>Investigation of Dynamic Processes in Combined Piezoelectric Actuators</i>	57
PIETRZYK Adam, UHL Tadeusz - <i>Optymalizacja konstrukcji systemów diagnostycznych z zastosowaniem algorytmów genetycznych</i>	61
POPRAWSKI Wojciech - <i>Condition Monitoring of Railway Shock Absorbers</i>	65
PROCH Waldemar - <i>Aproksymacja i analiza częstotliwościowa sygnałów w zamkniętym przedziale czasowym</i>	69
RADKOWSKI Stanisław - <i>Wykorzystanie nieliniowych efektów wibroakustycznych w diagnozowaniu uszkodzeń</i>	73
RADKOWSKI Stanisław - <i>Safety Diagnostic in Mechanical Engineering</i>	79
RADKOWSKI Stanisław, ZAWISZA Maciej - <i>Naprężeniowo-drganiewe modele diagnostyczne zmęczeniowych uszkodzeń kół zębatych</i>	85
RODZEWICZ Mirosław, CZERWIŃSKI Grzegorz - <i>Diagnostyka ultradźwiękowa rozwarstwień W powłokach kompozytowych</i>	89
ROGAŁA Tomasz - <i>Zastosowanie transformaty z w opisie zmian stanów obiektów</i>	93
RYBCZYŃSKI Józef - <i>Analysis of Acceptable Nonalignment of Bearings of Large Power Turboset</i>	97
SŁAWIK Damian - <i>Przykład zastosowania analizy wrażliwości w diagnostyce maszyn</i>	101
STASZEWSKI Wiesław J. - <i>Health and Usage Monitoring of Aerospace Structures</i>	105
SWĘDROWSKI Leon - <i>Metodyka diagnostyki łożysk silnika indukcyjnego poprzez pomiar i analizę widmową prądu zasilającego</i>	113
SZCZEPAŃSKI Paweł - <i>Nie dzielmy diagnozowania na rozpoznanie i lokalizowanie niezdatności</i>	117
SZLACHETKO Tadeusz, PAULSSON Roger - <i>Poprawa sprawności i niezawodności pracy napędów przekładni pasowych</i>	121

TABASZEWSKI Maciej - <i>Metody doboru modeli prognostycznych w automatycznych systemach diagnostycznych</i>	125
TIMOFIEJCZUK Anna - <i>Zastosowanie podejścia kontekstowego w diagnostyce technicznej</i>	129
TLAGA Jerzy, TLAGA Waldemar - <i>Zdalna diagnostyka tafli szklanej z zastosowaniem elementów analizy sygnałów Hilberta</i>	133
TOMASZEWSKI Franciszek - <i>Możliwości szacowania wartości granicznej symptomu diagnostycznego w zależności od bieżącego poziomu niezawodności obiektu</i>	137
TOMASZEWSKI Jerzy - <i>Nowa koncepcja modelu diagnostycznego maszyn obrotowych</i>	141
TYLICKI Henryk - <i>Problemy rozpoznawania stanu maszyn</i>	147
UHL Tadeusz - <i>The Use and Challenge of Modal Analysis in Diagnostics</i>	151
URBANEK Grzegorz - <i>Algorytmy ewolucyjne w identyfikacji odwrotnych modeli diagnostycznych</i>	161
VAVRO Jan, KOPECKY Miroslav, SAGA Milan - <i>Diagnostics the Natural Frequencies of the Automobile Disc and their Analysis</i>	165
VOLKOVAS Vitalijus, MIKALAUSKAS Robertas, EIDUKEVICIUTE Marija - <i>Air Gap Measuring System For Purpose Of Diagnostics And Condition Monitoring</i>	169
WACHLA Dominik - <i>Odkrywanie wiedzy w bazach danych jako proces identyfikacji modeli diagnostycznych</i>	175
WAWRUCH Ryszard, STUPAK Tadeusz - <i>Diagnostyka eksploatacyjna zintegrowanych urządzeń radiolokacyjnych morskiego statku handlowego</i>	179
WILK Andrzej, ŁAZARZ Bogusław, MADEJ Henryk - <i>Metody przetwarzania sygnałów drganiowych w diagnozowaniu przekładni zębatych</i>	183
WOJNAR Grzegorz, ŁAZARZ Bogusław - <i>Wykorzystanie analizy falkowej w diagnozowaniu lokalnych uszkodzeń kół zębatych</i>	187
WOJTUSIK Jacek - <i>Zastosowanie łączonych modeli lokalnych w diagnostyce maszyn</i>	191
WYSOGLĄD Bogdan - <i>Diagnozowanie łożysk tocznych z zastosowaniem paczkowej transformacji falkowej</i>	195
YAWLENSKY A. - <i>Rolling Bearing Dynamics and Diagnostic</i>	199
ZAŁĘSKA-FORNAL Agata, ZELLMAR Marek - <i>Testing the Dynamics of the Electric Engine by Means of Basic Splines</i>	203
ZIELIŃSKI Tadeusz - <i>Niezawodnościowe i diagnostyczne aspekty systemu eksploatacji maszyny papierniczej</i>	207
ŻÓŁTOWSKI Bogdan - <i>Diagnostyka i monitorowanie stanów życia systemów mechatronicznych</i>	213

ZASTOSOWANIE TECHNIK EKSPERYMENTALNEJ ANALIZY MODALNEJ W OCENIE STANU DYNAMICZNEGO

Wojciech LISOWSKI

Katedra Robotyki i Dynamiki Maszyn, Akademia Górniczo-Hutnicza
Al. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków, faks (12) 634 3505, lisowski@uci.agh.edu.pl

Streszczenie

W pracy przedstawiono propozycję metodyki kompleksowej oceny drgań obiektów mechanicznych opartą na wynikach wielokanałowej rejestracji przebiegów czasowych parametrów drgań w czasie pracy ustalonej dla wymuszeń eksploatacyjnych. Analiza wyników badań prowadzi do określenia przestrzennego i częstotliwościowego rozkładu amplitud drgań oraz form drgań odpowiadających drganiom strukturalnym lub składnikom harmonicznym wymuszeń. Dodatkowo, opcjonalne eksperymenty obejmują: pomiary przebiegów parametrów drgań w stanach nieustalonych i/lub klasyczny eksperyment modalny. Wyniki analizy mogą być zastosowane w: diagnostycznej ocenie jakości konstrukcji i montażu czy lokalizacji uszkodzeń, ocenie wpływu własności strukturalnych obiektu na poziom amplitudy drgań czy analizie kierunków modyfikacji strukturalnych mających na celu polepszenie stanu dynamicznego obiektu.

Słowa kluczowe: diagnostyka na podstawie modelu, eksperymentalna analiza modalna

APPLICATION OF EXPERIMENTAL MODAL ANALYSIS TO SYSTEM CONDITION ASSESSMENT

Summary

The paper deals with comprehensive assessment of vibration condition of mechanical systems basing on multi-channel measurement during stationary operation. In the result of the proposed analysis the spatial and spectral distribution of vibration amplitude is determined as well as vibration modes corresponding to both the structural and excited harmonic vibration components. Additionally, the analysis might be enhanced with optional experiments comprising vibration measurement during transient operation and/or classical modal experiment. The results might be applied to design and assembly quality assessment or damage localisation, to assessment of influence of structural properties on vibration amplitude and to analysis of structural modification aiming at decreasing the vibration amplitude during operation.

Keywords: Model-based Diagnostics, Experimental Modal Analysis

1. WPROWADZENIE

Diagnostyka obiektów technicznych [3], której istotą jest określanie stanu technicznego obiektów oraz śledzeniem ewolucji tego stanu stanowi zarówno dynamicznie rozwijającą się dyscyplinę badań naukowych jak i rozpowszechnioną w przemyśle metodę eksploatacji obiektów technicznych. Tradycyjnie i najszerzej stosowane podejście diagnostyczne polega na ocenie stanu obiektu opartej o analizę ewolucji symptomów tego stanu (diagnostyka symptomowa). Rozszerzenie opisu ewolucji stanu o śledzenie własności modeli dynamicznych obiektu diagnostyki, będących niezbędnym składnikiem tzw. diagnostycznego modelu holistycznego [2, 3], pozwala prowadzić ocenę stanu na podstawie modelu. Diagnostyka na podstawie modelu ułatwia: genezę i detekcję uszkodzeń. Zastosowanie modelu jest praktycznie niezbędne do lokalizacji uszkodzeń. Charakter pracy

większości obiektów mechanicznych, których elementy przemieszczają się względem siebie, powoduje powstawanie zmiennych w czasie obciążeń mechanicznych rozumianych jako siły i momenty sił. W odpowiedzi na działające zmienne obciążenia powstają drgania obiektów mechanicznych. W większości wypadków, ze względu na obrotowy ruch elementów obiektów mechanicznych, obciążenia mają charakter cykliczny w czasie. Powoduje to szerokie zastosowanie dla celów diagnostycznych technik pomiaru parametrów drgań układów mechanicznych oraz ich analizy opartej na założeniach stacjonarności przebiegów czasowych tych parametrów. Diagnostyka symptomowa jest często prowadzona na podstawie oceny poziomu amplitudy parametrów drgań obiektów mechanicznych [6]. Standardowo jednak, monitorowanie parametrów drgań przeprowadza się w małej sieci punktów pomiarowych, a ocenę stanu dynamicznego jedynie

na podstawie wskazań pojedynczych czujników (ocena „skalarna”).

W stosowanym w diagnostyce modelu holistycznym obiektów mechanicznych zawarte są wartości parametrów strukturalnych (masa, współczynniki tłumienia, współczynniki sprężystości) oraz ich przestrzenny rozkład [2]. Jedną z technik analizy rozkładu wartości parametrów strukturalnych jest eksperymentalna analiza modalna [4]. W praktyce przemysłowej występuje kilka czynników sprzyjających wykorzystaniu analizy modalnej w diagnostyce opartej na modelu.

Po pierwsze, występuje zapotrzebowanie na badania własności strukturalnych w związku z:

- powstawaniem podwyższonego poziomu drgań
- powstawaniem uszkodzeń
- planowanymi modyfikacjami konstrukcji.

Dodatkowo coraz szerzej wykorzystuje się:

- technikę równoczesnego, wielokanałowego pomiaru przebiegów czasowych parametrów drgań oraz ich charakterystyk widmowych
- algorytmy analizy modalnej dla danych zmierzonych przy: wymuszeniu sterowanym i mierzonym (klasyczna Eksperymentalna Analiza Modalna) [4], jak i w czasie pracy – przy wymuszeniu eksploatacyjnym, nie wymagające pomiaru przebiegu wymuszenia (Eksploatacyjna Analiza Modalna) [5].

Problem umiejscowienia analizy modalnej w algorytmie procedury diagnostycznej opartej na modelu dla maszyn wirnikowych opisano w pracy [1].

2. PROPONOWANA METODYKA ZASTOSOWANIA TECHNIK ANALIZY MODALNEJ W OCENIE STANU DYNAMICZNEGO

Zaproponowana w pracy metodyka zastosowania technik analizy modalnej do oceny stanu dynamicznego może być wykorzystana w przypadku diagnostyki stanu maszyny wraz konstrukcjami wsporczymi i/lub fundamentami oraz środków transportu. Proponowana metodyka oceny stanu ma na celu:

- uzupełnienie symptomowej klasyfikacji stanu dynamicznego
- określenie wpływu własności strukturalnych na poziom drgań.

Etap analizy stanu dynamicznego obejmuje:

- wskazanie obszarów występowania największych amplitud drgań dla pasma częstotliwości analizy oraz dla wybranych wartości częstotliwości
- wskazanie wartości częstotliwości, w których występują największe wartości amplitud prędkości drgań.

Etap określenia wpływu własności strukturalnych na amplitudy drgań obejmuje analizę zgodności obszarów i pasm wartości częstotliwości występowania maksymalnych amplitud parametrów

drgań z formami (postaciami) drgań i wartościami częstotliwości drgań strukturalnych wzbudzanych w czasie pracy ustalonej.

Wyniki analizy stanu dynamicznego i wpływu własności strukturalnych na amplitudy drgań mogą być wykorzystane do:

- oceny jakości konstrukcji [1]
- oceny jakości montażu [1]
- analizy kierunków modyfikacji strukturalnych mających na celu polepszenie stanu dynamicznego.

Podstawą obu rozważanych etapów są wyniki eksperymentu modalnego:

- prowadzonego w obecności (zwykle niemierzalnych) wymuszeń eksploatacyjnych w czasie pracy
- przy zastosowaniu sterowanych i mierzonych wymuszeń po zatrzymaniu pracy.

Eksperyment prowadzony w warunkach eksploatacji obejmuje: wielokanałowy równoczesny pomiar przyspieszenia drgań w sieci punktów pomiarowych rozłożonych na całej badanej konstrukcji w czasie pracy ustalonej lub dodatkowo w czasie stanów przejściowych.

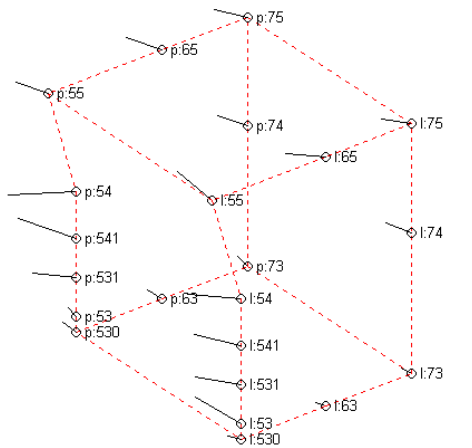
Eksperyment prowadzony przy zastosowaniu sterowanych i mierzonych wymuszeń po zatrzymaniu pracy obejmuje wielokanałowy równoczesny pomiar charakterystyk widmowych parametrów drgań.

3. PRZYKŁAD ZASTOSOWANIA \SFORMUŁOWANEJ METODYKI

Podstawą prowadzonych analiz jest rejestracja czasowych przebiegów przyspieszeń drgań w czasie pracy ustalonej. Długość czasu rejestracji przebiegów czasowych parametrów drgań musi umożliwić wystarczająco dobre dla prowadzenia analizy odwzorowanie się drgań strukturalnych w rejestrowanych przebiegach pomiarowych i wynosi zwykle od 90 s do 300 s. Zalecana jest rejestracja przebiegów czasowych, ponieważ estymacja widm na podstawie estymat czasowych (funkcja korelacji) sygnału zwykle jest znacznie bardziej efektywna niż klasyczna estymacja z uśrednianiem w dziedzinie częstotliwości. Na podstawie wyników pomiaru wyznaczane są:

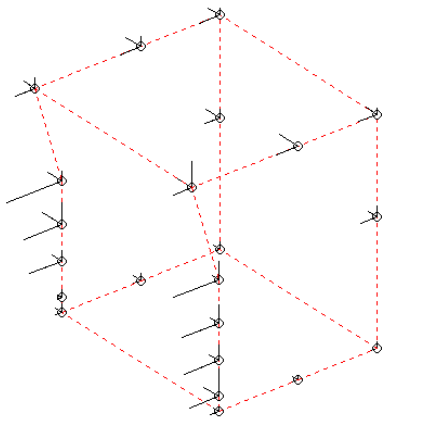
- uśredniony w czasie rozkład wartości skutecznej amplitudy prędkości drgań w punktach pomiarowych
- uśrednione w sieci punktów pomiarowych widmo prędkości drgań
- formy drgań (tzw. eksploatacyjne postacie drgań) dla częstotliwości odpowiadających maksimum lokalnym amplitudy przebiegu uśrednionego widma prędkości drgań, wyznaczone metodą eksploatacyjnej analizy modalnej.

Dla przykładu ramy konstrukcji wsporczej maszyny na rys. 1 pokazano rozkład przestrzenny amplitud prędkości drgań w wybranym paśmie częstotliwości.



Rys. 1. Przestrzenny rozkład wartości skutecznej amplitudy prędkości drgań

Rozważany rozkład często łatwiej analizować przy rozłożeniu amplitud prędkości drgań na trzy prostopadłe kierunki (rys. 2).

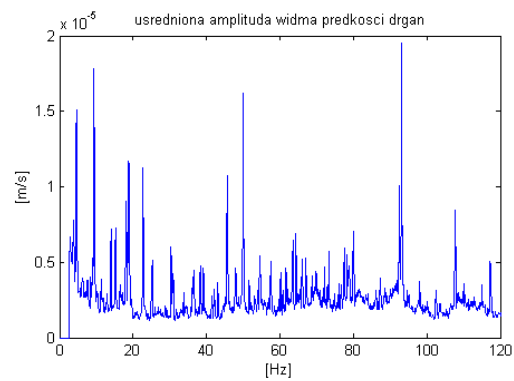


Rys. 2. Przestrzenny rozkład wartości skutecznej amplitudy prędkości drgań

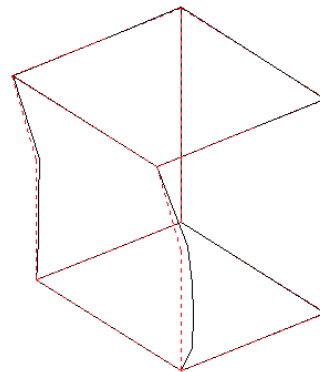
Na rysunkach 1 i 2 zwraca uwagę znaczna amplituda drgań dwóch słupów (punkty od 530 do 54) ramy.

Na rys. 3 przedstawiono rozkład częstotliwościowy amplitud drgań uśredniony dla wszystkich punktów i kierunków pomiarowych. Duże amplitudy odpowiadają wielu składnikom harmonicznym od 4.62 Hz do 93.12 Hz.

Dla składnika harmonicznego wymuszeń o częstotliwości 93.12 Hz zidentyfikowano metodą eksploatacyjnej analizy modalnej postać drgań pokazaną na rys. 4. W postaci tej (92.82 Hz) dominują drgania jednego ze słupów. Wyznaczenie eksploatacyjnej postaci drgań pozwoliło powiązać ze sobą przestrzenny i częstotliwościowy rozkład amplitudy drgań.



Rys. 3. Częstotliwościowy rozkład wartości skutecznej amplitudy prędkości drgań

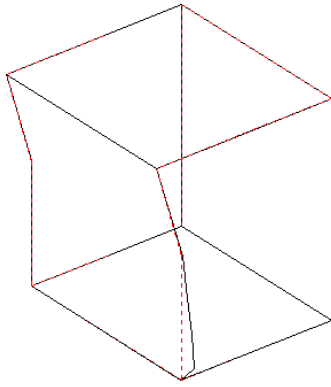


Rys. 4. Eksploatacyjna postać drgań 92.82 Hz

Wskazany przez rozkład przestrzenny amplitudy drgań obszar konstrukcji (słup) o dużej amplitudzie drga w czasie pracy z częstotliwością jednego z dominujących składników harmonicznym wymuszenia wskazanych przez częstotliwościowy rozkład amplitudy drgań. Weryfikacja wpływu własności strukturalnych wskazanego słupa na amplitudę drgań w częstotliwości rozważanego składnika harmonicznego wymuszenia wymaga przeprowadzenia dodatkowych badań modalnych po zatrzymaniu pracy maszyny. Najczęściej, ze względów ekonomicznych, przeprowadza się w takim wypadku badania modalne z zastosowaniem wymuszenia impulsowego [4], obejmujące rejestrację przebiegów widmowych funkcji przejścia między impulsową siłą wymuszającą a sygnałami odpowiedzi na wymuszenie w czasie postoju maszyny, na podstawie których:

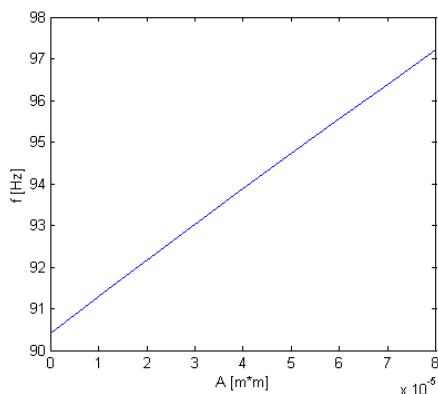
- wyznaczany jest model modalny wraz z postaciami drgań
- przeprowadzana jest analiza wpływu przykładowych modyfikacji strukturalnych konstrukcji na zmiany jej wybranych wartości częstotliwości własnych i postaci drgań.

Na rys. 5 pokazano zidentyfikowaną na podstawie wyników testu impulsowego postać drgań dla wartości częstotliwości 90.42 Hz. W postaci tej dominują drgania rozważanego słupa, co potwierdziło wpływ własności strukturalnych rozważanej ramy na poziom amplitud drgań rozważanej maszyny.



Rys. 5. Postać drgań własnych 90.42Hz

W uzupełnieniu przeprowadzono przykładową symulację usztywnienia słupów prętowym wspornikiem stalowym zamocowanym przegubowo w punktach l:531 i p:531 (por. rys. 1). Wynik symulacji obrazuje wykres (rys. 6) zależności wartości częstotliwości drgań własnych postaci 90.42 Hz od wielkości powierzchni kołowego przekroju poprzecznego A dodanego wspornika.



Rys. 7. Wyniki symulacji modyfikacji strukturalnej

Wyniki przeprowadzonej symulacji modyfikacji strukturalnej pokazały znaczne możliwości modyfikacji sztywności dynamicznej ramy maszyny w zakresie częstotliwości rozważanego składnika harmonicznego wymuszenia.

W przypadku, gdy badania modalne przy wymuszeniu impulsowym nie mogą być wykonane (np. dla dużych obiektów), często przeprowadza się rejestrację czasowych przebiegów przyspieszeń drgań w stanach nieustalonych (np.: rozbieg i/lub wybieg), na podstawie których wyznaczane są:

- szacunkowe wartości częstotliwości drgań własnych na podstawie analizy amplitud widm dynamicznych
- lokalne estymaty postaci drgań przy pomocy algorytmów eksploatacyjnej analizy modalnej.

Ze względu na specyfikę eksploatacji rozważanej maszyny badania takie nie zostały wykonane.

4. PODSUMOWANIE

Dzięki wykorzystaniu oszacowania rozkładu drgań przedstawiona metodyka oceny stanu dynamicznego ma formę oceny „wektorowej”, w przeciwieństwie do oceny „skalarnej”, stosowanej w klasycznej diagnostyce symptomowej. Pozwala to przyporządkowywać maksimum lokalnym amplitudy drgań zarówno obszary konstrukcji jak i zakresy częstotliwości. Takie przyporządkowanie stanowi ważną informację dla konstruktora maszyny (lokalizuje zakres ewentualnych modyfikacji konstrukcji) oraz dla eksploatującego maszynę (precyzuje zakres obserwacji stanu dynamicznego maszyny).

Analiza ewolucji rozkładu drgań oraz postaci drgań może być podstawą sformułowania procedury diagnostycznej opartej na modelu.

LITERATURA

- [1]. Lisowski W., Uhl T., Application of modal analysis to diagnostics of complex systems, Zagadnienia Eksploatacji Maszyn, Z.4.Vol.36, str.181-195, 2001
- [2]. Natke H.G., Cempel C., Model-Aided Diagnosis of Mechanical Systems, Springer, 1997
- [3]. Niziński S., Michalski R., Diagnostyka obiektów technicznych, Wydawnictwo ITE Radom, 2002
- [4]. Uhl T., Komputerowo wspomaganą identyfikacją modeli konstrukcji mechanicznych, WNT 1997
- [5]. Uhl T., Lisowski W., Kurowski P., In-operation modal analysis and its applications, Wydawnictwo KRiDM AGH, Kraków, 2001
- [6]. PN-ISO 10816 Ocena drgań maszyny na podstawie pomiarów na częściach niewirujących



Wojciech LISOWSKI (ur. 1963).

Stopień magistra (1987) i doktora (1995) nauk technicznych uzyskał na Wydziale Inżynierii Mechanicznej i Robotyki Akademii Górniczo Hutniczej w Krakowie.

Autor i współautor 16 artykułów dotyczących

eksperymentalnej analizy drgań konstrukcji mechanicznych.

Zainteresowania autora obejmują problemy identyfikacji modeli dynamicznych układów mechanicznych ze szczególnym uwzględnieniem zastosowania eksperymentalnej analizy modalnej. Aktualne prace realizowane przez autora dotyczą: metodyki planowania testu modalnego, wspomaganie komputerowego podejmowania decyzji w trakcie estymacji parametrów modelu modalnego oraz zastosowań analizy modalnej w warunkach przemysłowych.

WPLYW DEFEKTU W POSTACI ZUKOSOWANIA PANWI NA WŁASNOŚCI DYNAMICZNE DUŻEJ MASZYNY ENERGETYCZNEJ

Marcin ŁUCZAK

Instytut Maszyn Przepływowych
Polskiej Akademii Nauk w Gdańsku
Zakład Dynamiki Wirników i Łożysk Ślizgowych
ul. Fiszera 14, 80-952 Gdańsk
tel. (48)(58)3460881, marc@imp.gda.pl

Streszczenie

W referacie przedstawiono przebieg i wyniki prac mających na celu zbadanie wpływu jaki wywiera defekt łożyska ślizgowego w postaci nierównoległego ułożenia osi czopa względem osi panwi na własności dynamiczne turbosespołu 13K215 o mocy 200 MW. Badania były prowadzone na drodze symulacji komputerowej. Defekt w postaci zukosowania był modelowany w poziomej i pionowej płaszczyźnie czopa. Wyznaczono maksymalne wartości zukosowania w obu płaszczyznach dla każdego łożyska indywidualnie oraz dla przypadku dwóch sąsiadujących łożysk zukosowanych jednocześnie. W dalszej części referatu przedstawiono wpływ jaki defekt wywiera na własności dynamiczne badanego turbosespołu.

Słowa kluczowe: łożyska ślizgowe, diagnostyka techniczna, przekoszenie (zukosowanie) panwi.

INFLUENCE OF BEARING BUSH SKEWNESS ON THE PROPERTIES OF LARGE POWER ENGINEERING OBJECT

Summary

In the paper presented are course and results of investigations of the influence of slide bearing bush and shaft mutual skewness on the dynamic properties of the 200 MW 13K215 turboset. The defect was simulated by means of numerical model of the turboset. Simulation was performed for each bearing individually in both, horizontal and vertical planes. Maximum values of the skewness angle were calculated for each bearing at both planes. Also the case of simultaneous defect of two adjacent bearings was simulated. The influence of the defect on dynamic properties of turboset was presented.

Keywords: slide bearings, technical diagnostics, bush skewness.

1. WSTĘP

Turbosespoły dużej mocy są maszynami „krytycznymi” – wymaga się od nich stabilnej, niezawodnej pracy oraz pewności ruchowej. Wymóg bezawaryjnej pracy stał się przyczyną opracowania, wdrożenia i doskonalenia zaawansowanych systemów diagnostycznych.

Najważniejszym elementem nowoczesnego systemu diagnostycznego jest baza wiedzy. Jest to, ogólnie rzecz ujmując, zbiór zależności typu defekt-symptom zwanych relacjami diagnostycznymi. Jednym ze źródeł informacji w bazie wiedzy stanowią wyniki badań symulacyjnych i modelowych oraz wyniki eksperymentów numerycznych. Eksperyment numeryczny jest bardzo ważnym i często jedynym źródłem relacji diagnostycznych, gdyż badania modelowe na obiekcie rzeczywistym są często niemożliwe do przeprowadzenia ze względu na ich olbrzymi koszt. Pozyskiwanie relacji diagnostycznych w drodze obliczeń określa się jako diagnostykę według

modelu. W IMP PAN od wielu lat rozwijana jest seria programów komputerowych o nazwie KINWIR i NLDW służących do obliczeń hydrodynamicznych łożysk poprzecznych oraz wzajemnych relacji wirnik – łożyska [1].

Programy te są wykorzystywane głównie w tzw. diagnostyce wg modelu – służą do generowania relacji typu defekt-symptom. W pracy przedstawiono wyniki badań symulacyjnych wpływu zukosowania panwi na parametry dynamiczne turbosespołu energetycznego 200 MW [2] przeprowadzonych przy pomocy programów serii KINWIR i NLDW [3] oraz budowy relacji diagnostycznych typu defekt-symptom.

2. CEL I ZAKRES BADAŃ

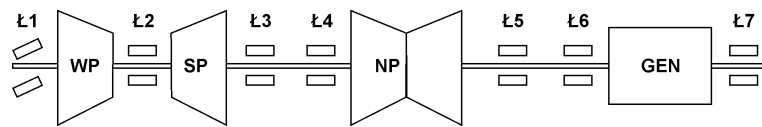
Doświadczenia z praktyki eksploatacyjnej wskazują na istnienie niedoskonałości geometrii układu czop - panew. Pojawiają się tzw. zatarcia krawędziowe które są skutkiem fizycznego kontaktu

czopa z materiałem panwi. Programy serii KINWIR i NLDW umożliwiają między innymi modelowanie defektu w postaci nierównoległego położenia osi czopa względem osi panwi. Zukosowanie można przeprowadzać w dowolnej płaszczyźnie, której położenie jest określone kątami α i β , które w sposób jednoznaczny determinują kształt szczeliny smarnej. Szczegółowy opis zmodyfikowanej geometrii szczeliny smarnej znajduje się w [4]. Celem prowadzonych badań symulacyjnych jest poznanie wpływu przekoszenia panwi na własności dynamiczne turboszespołu energetycznego 200 MW.

Badania wykonano dla prędkości obrotowej wirnika odpowiadającej pracy nominalnej 3000 [obr/min]. Defekt w postaci zukosowania

przyjmowano w płaszczyźnie poziomej ($\beta = 0^\circ$) i pionowej ($\beta = 90^\circ$) dla każdego z siedmiu łożysk. Dla każdego łożyska obliczono maksymalną i minimalną wartość zukosowania (kąt α) w płaszczyźnie poziomej i pionowej w kierunku dodatnim i ujemnym przy której nie następuje fizyczny kontakt materiału panwi i czopa (grubość filmu smarnego osiąga wartość minimalną równą 5 mikrometrów). Oznacza to wyznaczenie 4 wartości defektu dla każdego łożyska - $\alpha_{\max} \beta = 0^\circ$, $\alpha_{\min} \beta = 0^\circ$, $\alpha_{\max} \beta = 90^\circ$ i $\alpha_{\min} \beta = 90^\circ$.

Przykład modelowania defektu dla łożyska numer 1 przedstawiono na rys. 2.1.



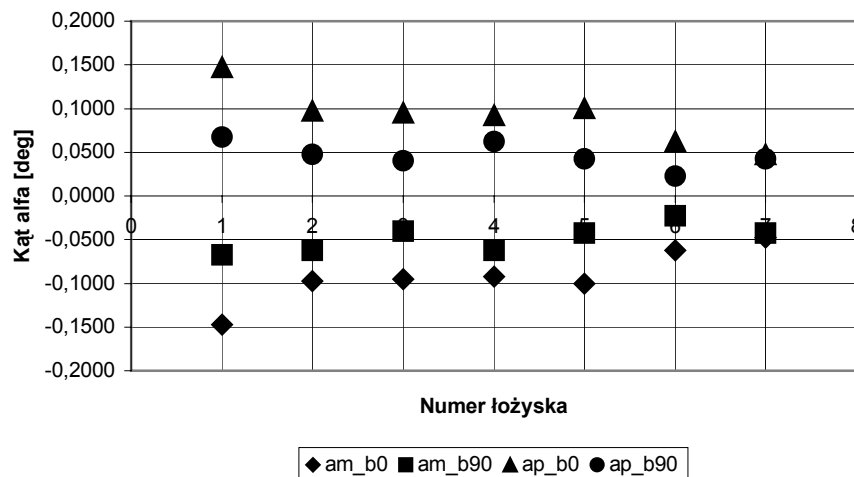
Rys. 2.1 Objaśnienie analizowanych przypadków przekoszenia panwi w płaszczyźnie poziomej i pionowej. Przekoszenie łożyska 1

Aby określić wpływ defektu na własności dynamiczne turboszespołu wyniki symulacji porównywano do wyników obliczeń tzw przypadku bazowego. Przypadek bazowy reprezentuje stan idealny tj. zakłada równoległe położenie osi czopa i panwi w każdym z łożysk (kąt $\alpha = 0^\circ$). Obliczenia wykonano na komputerach Centrum Informatycznego Trójmiejskiej Akademickiej Sieci Komputerowej na komputerze typu klaster

wposażonych w 256 procesorów Intel Ithanium 2. (www.task.gda.pl)

3. WYNIKI OBLICZEŃ

Zgodnie z zaproponowaną metodologią wyznaczono 28 wartości defektu w postaci zukosowania panwi – rys. 3.1.



Rys. 3.1 Wartości maksymalne i minimalne kątów alfa dla płaszczyzny poziomej i pionowej

Oznaczenia na rys. 3.1:

am_b0 – alfa minimalne płaszczyzna pozioma
ap_b0 – alfa minimalne płaszczyzna pozioma

am_b90 - alfa minimalne płaszczyzna pionowa
ap_b90 - alfa maksymalne płaszczyzna pionowa

Na uwagę zwraca symetryczny rozkład wartości defektu. Dla poziomej płaszczyzny wartości bezwzględne kąta zukosowania są sobie równe,

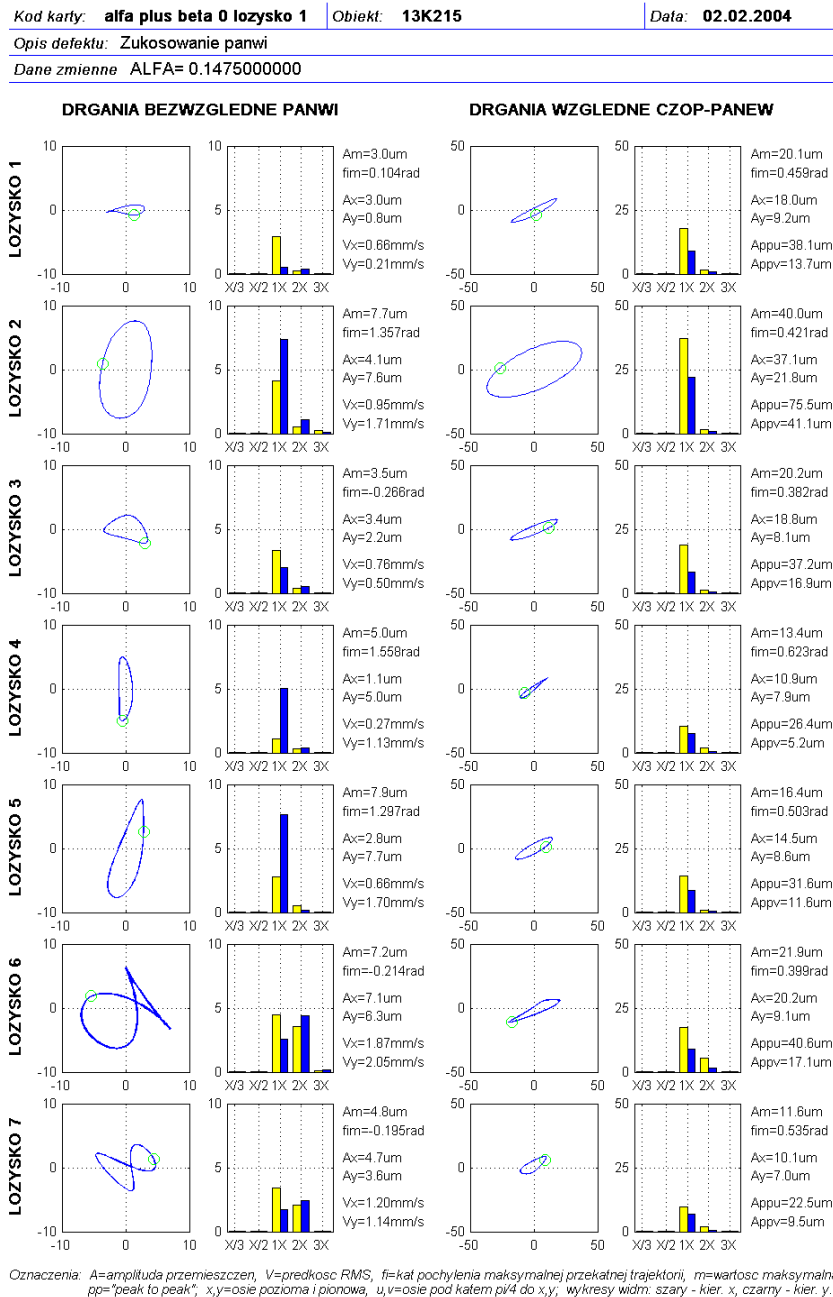
podobnie w płaszczyźnie pionowej. Kolejną istotną informacją jest to, iż większe możliwe do uzyskania wartości zukosowania w łożyskach 1÷6 są dla

płaszczyzny poziomej. Ma to bezpośredni związek z soczewkowanym luzem tych łożysk. W łożysku 7 posiadającym luz kołowo cylindryczny wartości maksymalne i minimalne dla obu płaszczyzn są niemalże identyczne.

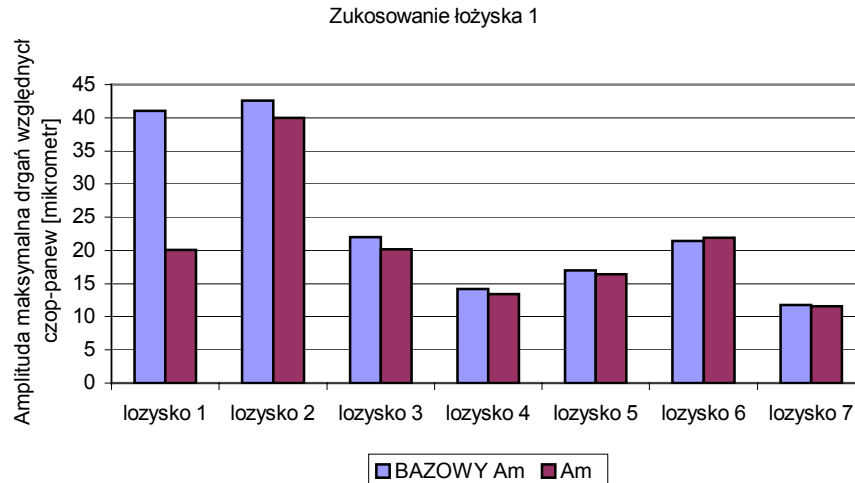
Dla tak wyznaczonych dopuszczalnych wartości kąta alfa wygenerowano 14 relacji diagnostycznych typu defek-symptom. Zostały one zobrazowane przy pomocy kart diagnostycznych. Ze względu na ograniczoną objętość niniejszego referatu

przedstawiono tylko pojedyncze przykłady - rys. 3.2. Pełen komplet przytaczanych przykładów znajduje się w [5].

Na podstawie danych zawartych na kartach diagnostycznych sporządzono wykresy wpływu defektu α max w płaszczyźnie poziomej na wartości maksymalnych amplitud drgań względnych czop – panew - rys. 3.3



Rys. 3.2 Przykładowa karta diagnostyczna dla defektu w łożysku 1 w płaszczyźnie poziomej.



Rys. 3.3 Przykład porównania amplitud maksymalnych drgań względnych dla przypadku bazowego (BAZOWY) oraz przypadku z defektem w łożysku 1

4. WNIOSKI Z BADAŃ

Na podstawie analizy sporządzonych wykresów można sformułować następujące spostrzeżenia:

- dla znakomitej większości modelowanych przypadków otrzymano podobne wartości obliczanych parametrów dla obu kierunków (alfa dodatnie i ujemne) w obu badanych płaszczyznach (poziomej ($\beta=0$, i pionowej $\beta=90$) oznacza to że przypadki odpowiadające oznaczeniom $\beta=0$ są niemalże identyczne dla alfa minus i alfa plus) (rys 3.1)
- wpływ zukosowania panwi jest mocno zróżnicowany dla poszczególnych łożysk (rys 3.1),
- większe możliwe do uzyskania wartości zukosowania są dla płaszczyzny poziomej
- wpływ defektu jest najbardziej widoczny w zmianie obrazu drgań względnych czop – panew (rys. 3.3)
- zukosowanie panwi łożyska 1 ma wpływ na obraz drgań w łożysku 1 i nie zmienia poziomu drgań w łożyskach sąsiednich – rys 3.3. Powoduje ono prawie dwukrotny spadek wartości amplitudy drgań względnych. Fakt obniżenia poziomu drgań pod wpływem zukosowania należy tłumaczyć silnie nieliniowymi własnościami łożysk ślizgowych których przyczyną jest anizotropia skośnych współczynników sztywności i tłumienia. Jednocześnie należy mieć na uwadze geometrię szczeliny smarnej o soczewkowatym kształcie a co za tym idzie silnych własnościach antywibracyjnych łożysk soczewkowych.

LITERATURA

- [1] Kiciński J. Teoria i badania hydrodynamicznych poprzecznych łożysk ślizgowych. Zakład Narodowy im. Ossolińskich Wydawnictwo Polskiej Akademii Nauk Wrocław Warszawa Kraków 1994
- [2] Kiciński J., Rybczyński J., Łuczak M., Banaszek S.: Baza danych turbiny 13K215, Opracowanie wewnętrzne IMP PAN w Gdańsku nr arch. 361/98
- [3] Kiciński J. Krawczuk M. Nowak G. : Algorytm i system programów komputerowych MESWIR do analizy drgań giętych swobodnych i wymuszonych ułożyskowanych wirników turbozespołów energetycznych. Zesz. Nauk. IMP PAN nr 326/1277/91
- [4] Łuczak M. Identyfikacja modeli defektów. Badanie wpływu zukosowania panwi dla wirnika 2- podporowego i turbozespołu 200 MW Opracowanie wewnętrzne IMP PAN w Gdańsku 2001
- [5] Łuczak M. BADANIA SYMULACYJNE WPLYWU DEFektu W POSTACI PRZEKOSZENIA PANWI NA WŁASNOŚCI DYNAMICZNE TURBOZESPOŁU 200 MW Opracowanie wewnętrzne IMP PAN w Gdańsku 2004

WYKORZYSTANIE MODELU DYNAMICZNEGO PRZEKŁADNI ZĘBATEJ W UKŁADZIE NAPĘDOWYM W DIAGNOSTYCE KONSTRUKCYJNEJ

Henryk MADEJ, Bogusław ŁAZARZ

Katedra Budowy Pojazdów Samochodowych, Wydział Transportu, Politechnika Śląska
ul. Krasińskiego 8, 40-019 Katowice, fax: (032) 603 41 08, e-mail: madej@polsl.katowice.pl,
lazarz@polsl.katowice.pl

Streszczenie

W referacie przedstawiono wyniki badań związanych z modelowaniem przekładni zębatej w układzie napędowym. Model dynamiczny przekładni umożliwił wyznaczenie sił dynamicznych w węzłach łożyskowych. Przeprowadzono symulacje numeryczne oraz badania eksperymentalne. Obiektem badań była jednostopniowa przekładnia zębata o zębach skośnych pracująca na stanowisku mocy krążącej. Model dynamiczny weryfikowano poprzez porównanie wyników symulacji z pomiarami drgań poprzecznych wałów przekładni.

Słowa kluczowe: diagnostyka konstrukcyjna, przekładnie zębate, modelowanie

MODEL BASED DIAGNOSTICS OF GEARBOX FOR CONSTRUCTION NEEDS

Summary

This paper presents an analytical model proposed for predicting the vibration of gearbox. The prediction of the dynamic behavior of the gearbox needs an accurate identification of generalized forces acting on the housing. For this purpose, both numerical simulation and experimental investigation was conducted. The system under consideration was a power circulating gear testing machine. The model was validated by comparison simulation and experimental results.

Key words: diagnostics modeling, gearbox, vibration

1. WSTĘP

Hałas przekładni zębatych dużej mocy jest w warunkach przemysłowych bardzo wysoki, wynika to przede wszystkim z dużej mocy przenoszonej przez nie oraz z faktu, że stosunek mocy akustycznej do mechanicznej rośnie wraz ze wzrostem mocy mechanicznej. Dlatego już na etapie konstruowania i badania prototypu istnieje konieczność lokalizacji źródeł drgań i hałasu. Wyniki badań umożliwiają wprowadzenie zmian konstrukcyjnych mających na celu redukcję aktywności wibroakustycznej [1,4,6].

Dlatego konieczna jest szczegółowa analiza zjawisk dynamicznych umożliwiająca dobór cech konstrukcyjnych w celu optymalnej realizacji podstawowych zadań przekładni zębatych. Powstające w zazębieniu przekładni drgania są przenoszone poprzez sprężyste wały na łożyska i korpus, który jest głównym źródłem hałasu. Na ogólny poziom drgań i hałasu mają wpływ wymuszenia zewnętrzne i wewnętrzne. W celu uwzględnienia czynników z obu grup konieczne jest wykorzystanie odpowiedniego modelu symulującego działanie przekładni w układzie napędowym.

Głównym problemem, który występuje w badaniu właściwości dynamicznych układów mechanicznych jest adekwatność modelu matematycznego do układu rzeczywistego. W przekładni zębatej rzeczy-

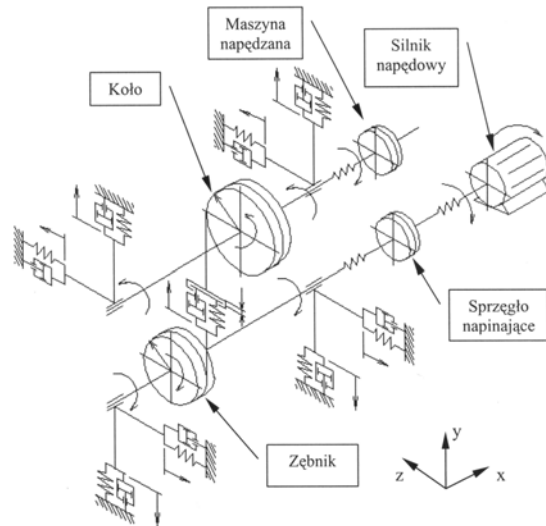
wiste charakterystyki sztywności i tłumienia są nieliniowe. Wynika to między innymi ze zmiennej sztywności łożysk, zazębienia, połączeń stykowych oraz luzów. Rozpraszanie energii w układzie napędowym ma również charakter nieliniowy [2].

W badaniach wykorzystano zidentyfikowany model dynamiczny przekładni pracującej w układzie napędowym [5], który umożliwił określenie sił w węzłach łożyskowych przekładni. Pozwoliło to na szacowanie wpływu głównych parametrów przekładni na jej aktywność wibroakustyczną.

2. MODEL DYNAMICZNY PRZEKŁADNI ZĘBATEJ

Postęp w budowie nowoczesnych maszyn możliwy jest między innymi dzięki identyfikacji procesów dynamicznych zachodzących w systemach mechanicznych [9]. W ocenie zjawisk dynamicznych przekładni zębatej stosuje się różnego rodzaju modele. Prowadzenie badań symulacyjnych wymaga budowy, weryfikacji i walidacji narzędzi badawczych występujących w postaci programów komputerowych. Podstawowym problemem w zastosowaniu modeli do diagnostyki jest ich identyfikacja, a w niektórych przypadkach odwracanie.

W pracy wykorzystano model dynamiczny zawierający główne elementy łańcucha kinematycznego napędu przy jednoczesnym uwzględnieniu zjawisk dynamicznych w zazębieniu. Model zrealizowany w środowisku Matlab-Simulink uwzględnia wzajemne oddziaływanie różnych czynników wewnętrznych i zewnętrznych występujących podczas pracy w układzie napędowym. Schemat modelu dynamicznego przedstawiono na rysunku 1.



Rys. 1. Schemat modelu dynamicznego jednostopniowej przekładni w układzie napędowym

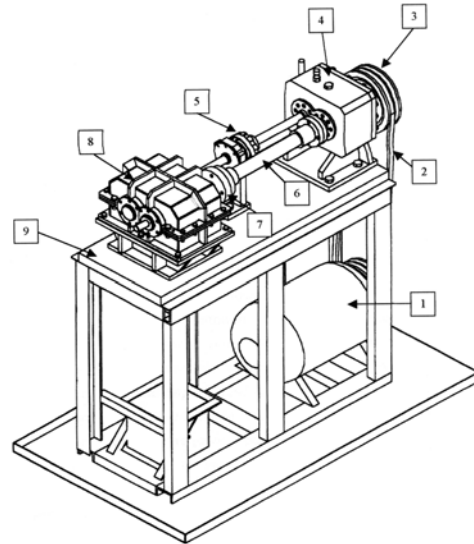
Opis zjawisk zachodzących w zazębieniu jest zgodny z modelem L. Müllera [8]. Globalny układ współrzędnych przyjęto w ten sposób, że oś x pokrywa się z kierunkiem osi wałów przekładni, oś y skierowana jest zgodnie z kierunkiem siły normalnej w zazębieniu, natomiast oś z jest zgodna z kierunkiem siły stycznej w zazębieniu. W modelu zębniak i koło potraktowano jako bryły sztywne o znanych momentach bezwładności. Masy pozostałych elementów przekładni zredukowano do mas skupionych w środkach łożysk.

Przez modyfikację parametrów geometrycznych i materiałowych, które mają wpływ na momenty bezwładności i współczynniki podatności, projektant może obserwować i na bieżąco wpływać na własności dynamiczne konstruowanej przekładni. Na podstawie modelu możliwa jest również symulacja pracy przekładni z uwzględnieniem zużycia lub uszkodzenia jej elementów. Model umożliwia analizę wpływu zużycia powierzchni roboczych oraz uszkodzeń lokalnych kół na postać i poziom sygnału wibroakustycznego.

W modelu uwzględniono tłumienie drgań w zazębieniu, zmienną sztywność zazębienia, sztywność i tłumienie łożyskowania elementów przekładni, a także nieliniowość zjawisk zachodzących na skutek występowania luzów w parach kinematycznych i odchyłek wykonania.

3. OBIEKT BADAŃ

Badana i modelowana przekładnia jest fragmentem zmodyfikowanego stanowiska mocy krążącej FZG (rys. 2).



Rys. 2. Stanowisko mocy krążącej: 1 – silnik napędowy, 2 – przekładnia pasowa klinowa, 3 – koło pasowe, 4 – korpus przekładni napędzającej, 5 – sprzęgło napinające, 6 – wałek skrętny wraz z obudową zabezpieczającą, 7 – sprzęgło podatne, 8 – korpus przekładni napędzanej, 9 – podstawa

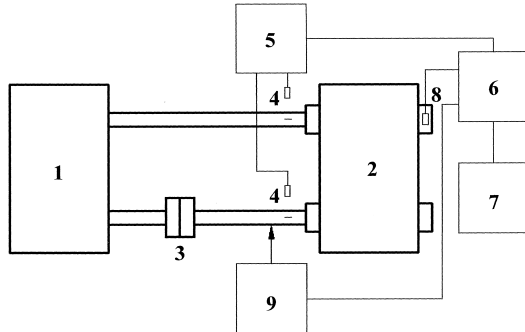
W ramach badań polegających na poszukiwaniu modelu umożliwiającego rozpoznanie warunków minimalizacji hałasu i drgań generowanych przez przekładnię zębatą, zaprojektowano i wykonano jednostopniową przekładnię zębatą z kołami o zębach skośnych. Wykonano odpowiednie pary kół zębatych w 6 klasie dokładności dla przekładni badanej i zamykającej.

4. WERYFIKACJA MODELU

W celu wykorzystania wyników symulacji w diagnostyce konstrukcyjnej przedstawiony model wymagał estymacji jego parametrów. Podczas budowy modelu [5] dokonano między innymi dostrojenia modelu ze względu na wartość współczynnika tłumienia drgań w zazębieniu, który istotnie wpływa na wyniki obliczeń. Na podstawie badań eksperymentalnych zweryfikowano sposób wyznaczania strat mocy na rozbryzgiwanie oleju oraz wyznaczono współczynnik tarcia w zazębieniu uzyskując dużą zgodność obliczeń z wynikami pomiarów. Na podstawie badań laboratoryjnych określono tłumienie w węzłach łożyskowych przekładni. Wyznaczony eksperymentalnie współczynnik tłumienia zastosowano w modelu dynamicznym [7].

Symulacyjny model dynamiczny umożliwia określenie przemieszczeń, prędkości i przyspieszeń drgań wału zębniaka i koła oraz sił w węzłach łożys-

skowych. W celu porównania wyników z symulacji z pomiarami wykonano bezkontaktowe pomiary prędkości drgań poprzecznych wałów w kierunku działania siły międzyzębnej za pomocą wibrometru laserowego OMETRON VH300+. Schemat układu pomiarowego przedstawia rysunek 3.



Rys. 4. Schemat układu pomiarowego
1 – przekładnia zamykająca, 2 – przekładnia badana, 3 – sprzęgło napinające, 4 – czujniki pozycji wałów, 5 – moduł logiczny, 6 – analizator sygnałów SigLab, 7 – komputer, 8 – przetwornik przyspieszeń, 9 – wibrometr laserowy OMETRON VH300+

W pomiarach wykorzystano układ sensoryczny składający się z czujników optoelektronicznych. Układ umożliwiał uśrednianie synchroniczne rejestrowanych sygnałów wibroakustycznych okresem obrotu wałów: zębniaka - T_z , koła - T_k oraz okresem powtarzania cyklu skojarzeń zębów - T_p . W analizie sygnałów zawierających składowe okresowe bardzo istotnym jest zachowanie zasady próbkowania synchronicznego względem częstotliwości podstawowej. Uśrednianie synchroniczne sygnałów drgań eliminuje wpływ zakłóceń przypadkowych, poprawiając stosunek sygnału do szumu.

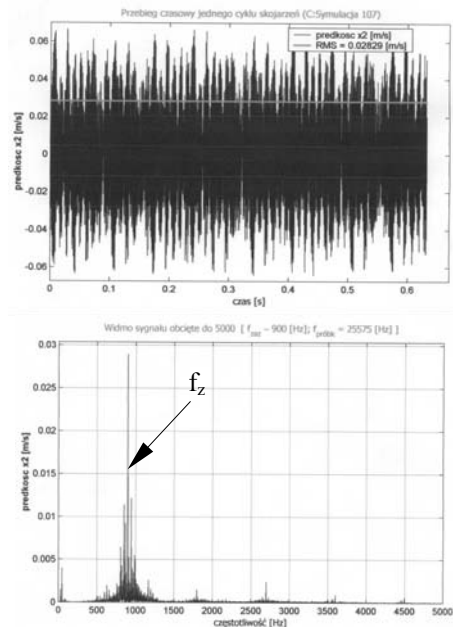
Podczas dostrajania modelu uwzględniano możliwe zmiany wartości błędów cyklicznych, błędów losowych i mimośrodowości zębniaka i koła.

Zmian wartości odchyłek wykonawczych kół zębatych dokonywano w zakresie określonym przez PN-79/M-88522/01 dla 6 klasy wykonania. Promienie mimośrodowości koła i zębniaka zmierzono na stanowisku badawczym po wykonaniu montażu przekładni badanej. Po każdej zmianie parametrów w modelu i wykonaniu symulacji wyniki porównywano z wynikami uzyskanymi z pomiarów. W analizie porównawczej uwzględniano kryterium zmiany wartości skutecznej przebiegu czasowego prędkości drgań, wartości amplitud częstotliwości obrotowych koła i zębniaka oraz rozkład amplitud w pasmach częstotliwości zazębienia.

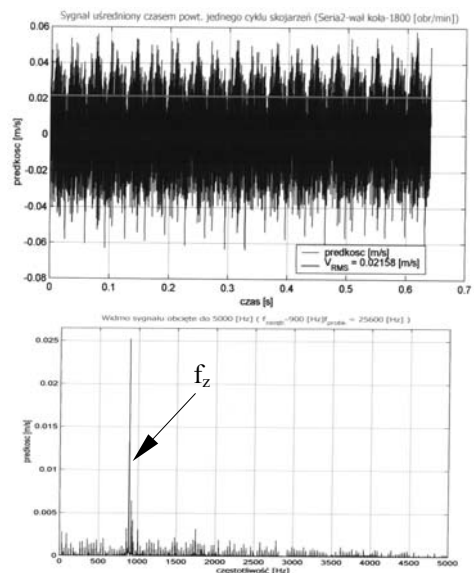
Po dostrajeniu modelu dynamicznego przekładni i wyznaczeniu błędów przeprowadzono dalsze symulacje w celu porównania ich wyników z wynikami uzyskanymi z pomiarów. Podczas badań stanowiskowych wykonano serię pomiarów przy różnych obciążeniach jednostkowych Q i prędkościach obrotowych wału koła. Wyniki eksperymentu wyko-

zystano do sprawdzenia poprawności dostrojenia modelu dynamicznego.

Rysunek 4 przedstawia uśrednione prędkości drgań uzyskane z symulacji po dostrojeniu modelu, a rysunek 5 zmierzone na wale koła zębatego przekładni w kierunku działania siły międzyzębnej oraz odpowiadające im widma.



Rys. 4. Przebiegi prędkości drgań i widmo uzyskane z symulacji ($n=1800$ obr./min, $Q=4,09$ MPa)

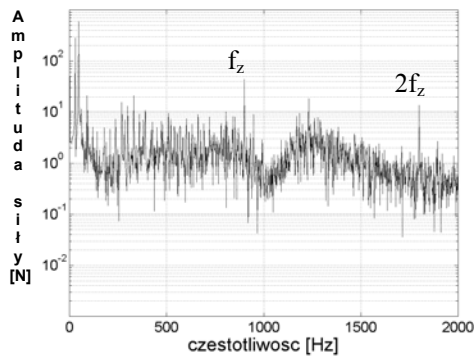


Rys. 5. Przebiegi prędkości drgań i widmo uzyskane z pomiarów na stanowisku badawczym ($n=1800$ obr./min, $Q=4,09$ MPa)

Wartość skuteczna uśrednionego synchronicznie sygnału prędkości drgań poprzecznych zmierzonych wibrometrem laserowym na wale koła wynosi $v_{sk}=0,022$ m/s. Dla tych samych warunków pracy przekładni z symulacji uzyskano $v_{sk}=0,028$ m/s.

Uzyskano także podobny rozkład częstotliwości sygnału drgań. Widma drgań uzyskane z symulacji i pomiarów przy $n=1800$ obr./min, $Q=4,09$ MPa wykazują dużą zgodność.

Po dostrojeniu modelu wyznaczono na podstawie symulacji siły w węzłach łożyskowych (rys. 6).



Rys. 6. Widmo sił w łożysku otrzymane z symulacji przy $n=1800$ obr./min i $Q=4,09$ MPa

Siły dynamiczne w węzłach łożyskowych przekładni zębatej określone za pomocą zidentyfikowanego modelu dynamicznego przekładni zębatej w układzie napędowym mogą stanowić podstawę symulacji pola akustycznego generowanego przez korpus przekładni [7].

5. PODSUMOWANIE

Porównanie wyników badań doświadczalnych i symulacyjnych przy różnych obciążeniach jednostkowych i prędkościach obrotowych wykazało, że dostrojony model dynamiczny pozwala uzyskiwać wyniki zgodne z doświadczeniem. Na podstawie przeprowadzonych badań można stwierdzić, że siły dynamiczne uzyskane drogą symulacji odpowiadają rzeczywistym siłom działającym w zazębieniu.

LITERATURA

- [1] Cempel C.: Diagnostyka wibroakustyczna maszyn. PWN, Warszawa 1989.
- [2] Dąbrowski Z.: The Evaluation of the Vibroacoustic Activity for the Needs of Constructing and Use of Machines. Machine Dynamics Problems, vol. 4. 1992.
- [3] Dyk J., Krupa A., Osiński J.: Ocena właściwości dynamicznych i wibroakustycznych przekładni zębatych. XVII Sympozjum PKM, Lublin – Nałęczów 1995, s. 235-240.
- [4] Engel Z.: Współczesna wibroakustyka, zadania, metody. Przegląd Mechaniczny, nr 11-12, 1998, str. 5-9.
- [5] Łazarz B.: Zidentyfikowany model dynamiczny przekładni zębatej jako podstawa projektowania. Monograficzna Seria Wydawnicza Biblioteka Problemów Eksploatacji – Studia i Rozprawy, Katowice – Radom 2001.

- [6] Madej H., Müller L.: Badania numeryczne wpływu zmian konstrukcyjnych na stopień hałaśliwości przekładni zębatych. Zn. Pol. Śl. seria Transport z. 10, Gliwice 1991.
- [7] Madej H.: Minimalizacja aktywności wibroakustycznej korpusów przekładni zębatych. ITE. Katowice-Radom 2003.
- [8] Müller L.: Przekładnie zębate - projektowanie. WNT, Warszawa 1996.
- [9] Osiński Z.: Miejsce diagnostyki technicznej w systemach projektowania. Diagnostyka 2000, II Międzynarodowy Kongres Diagnostyki Technicznej, Warszawa 2000, s. 27-30.



Dr inż. Henryk MADEJ jest pracownikiem naukowym Katedry Budowy Pojazdów Samochodowych Wydziału Transportu Politechniki Śląskiej. Zajmuje się problematyką związaną z wibroakustyką maszyn, diagnostyką przekładni zębatych, mechatroniką i metrologią. Jest autorem i współautorem ok. 95 artykułów opublikowanych w czasopiśmie oraz materiałach konferencyjnych. Członek Polskiego Towarzystwa Diagnostyki Technicznej.



Dr hab. inż. Bogusław ŁAZARZ jest pracownikiem naukowym Katedry Budowy Pojazdów Samochodowych Wydziału Transportu Politechniki Śląskiej. Specjalizuje się w zakresie diagnostyki wibroakustycznej przekładni zębatych, modelowania i wspomaganego komputerowo projektowania układów przeniesienia napędu z przekładnią zębatą oraz metod przetwarzania sygnałów. Jest autorem i współautorem ok. 85 artykułów opublikowanych w czasopiśmie oraz materiałach konferencyjnych. Członek Polskiego Towarzystwa Diagnostyki Technicznej i Sekcji Podstaw Eksploatacji Komitetu Budowy Maszyn PAN.

WYKORZYSTANIE MODELI SYMULACYJNYCH W AUTONOMICZNYCH UKŁADACH DIAGNOSTYCZNYCH

Jędrzej MĄCZAK

Instytut Podstaw Budowy Maszyn Politechniki Warszawskiej
Narbutta 84, 02-524 Warszawa, fax: 22 660 86 22, jma@simr.pw.edu.pl

Streszczenie

W pracy przedstawiono cechy jakie powinien spełniać autonomiczny układ diagnostyczny stosowany do diagnozowania układów mechanicznych. Omówiono możliwości wykorzystania modeli symulacyjnych w tworzeniu takich układów zdolnych do samodzielnego diagnozowania stanu technicznego. Przedstawiono przykład zastosowania modelu do diagnozowania wystąpienia uszkodzeń zmęczeniowych na podstawie analizy struktury sygnału wibroakustycznego.

Słowa kluczowe: autonomiczne układy diagnostyczne, modele symulacyjne, diagnostyka maszyn

THE USE OF SIMULATIONAL MODELS IN AUTONOMOUS DIAGNOSTIC UNITS

Summary

In the paper the characteristics of the autonomous diagnostic unit used for diagnosis of the mechanical systems were given. The possibilities of using simulational models in creating such units being able to self diagnose the technical state were also described. An example of use of the simulational model in diagnosing fatigue damage on the basis of the structure analysis of vibroacoustic signal was presented.

Keywords: autonomous diagnostic units, simulation models, machine diagnostic

1. WSTĘP

Celem pracy jest omówienie możliwości wykorzystania modeli symulacyjnych w tworzeniu autonomicznych układów diagnostycznych elementów i zespołów napędowych zdolnych do samodzielnego diagnozowania stanu technicznego.

2. AUTONOMICZNE UKŁADY DIAGNOSTYCZNE

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 i uwzględniania tego stanu podczas podejmowania decyzji odnośnie warunków dalszej pracy zespołu. Konstrukcje te wyposażone są w układy diagnostyczne działające według algorytmu w którym można wydzielić następujące etapy:

1. detekcję uszkodzenia,
2. lokalizację uszkodzenia,
3. identyfikację uszkodzenia i ew. ocenę stopnia krytyczności uszkodzenia,
4. określenie stopnia samonaprawy urządzenia,
5. prognozowanie pozostałego „czasu życia” urządzenia.

Szczególnie kontrowersyjna wydaje się w tej

definicji możliwość automatycznej naprawy uszkodzonej konstrukcji. Może to być realizowane np. poprzez uaktywnienie dodatkowych cięgien usztywniających konstrukcję lub uwolnienie zmagazynowanego kleju mającego połączyć uszkodzone elementy.

Dotychczas zastosowanie konstrukcji wyposażonych w układy samodiagnostujące, z uwagi na koszty i stopień komplikacji było ograniczone do obiektów, których uszkodzenie mogłoby spowodować duże straty w tym zagrożenie życia ludzkiego (np. samochody ciężarowe, samoloty, helikoptery, technologie kosmiczne) [1,2]. 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.

Dla potrzeb układów mechanicznych prezentowaną wyżej definicję należy zmodyfikować, jako że zazwyczaj nie jest możliwa ich samonaprawa. W układach takich dominują uszkodzenia zmęczeniowe elementów i naprawa polega zazwyczaj na

wymianie tych elementów. Proces ten nie może, z oczywistych przyczyn, zostać zautomatyzowany zatem reakcją na wykryte uszkodzenie powinna być takie działanie, które powstrzyma proces dalszej propagacji tego uszkodzenia. Zatem algorytm pracy układu diagnostycznego, w przypadku układów mechanicznych, należałoby zmodyfikować w następujący sposób:

1. detekcja typu i fazy uszkodzenia zmęczeniowego na podstawie wystąpienia nienormalnej pracy zespołu,
2. diagnoza przyczyn wystąpienia takiej pracy (lokalizacja i identyfikacja uszkodzenia),
3. reakcja na zdiagnozowane uszkodzenie polegająca na modyfikacji parametrów pracy obiektu w celu powstrzymania dalszego rozwoju uszkodzenia zmęczeniowego,
4. prognozowanie pozostałego „czasu życia” urządzenia.

Poniżej omówiono szerzej te zagadnienia.

2.1. Detekcja uszkodzenia

W celu wykrycia uszkodzenia niezbędne jest wyposażenie zespołu w czujniki odpowiednie do przewidywanych rodzajów uszkodzeń. Układy samodiagnostujące zazwyczaj wyposaża się w elementy piezoelektryczne, czujniki emisyjności akustycznej, czujniki mierzące skład chemiczny (np. oleju), przewodność elektryczną, poziom drgań, temperaturę, itp. w zależności od przewidywanych możliwych do obserwacji symptomów. W literaturze zaczęły pojawiać się w ostatnich latach doniesienia o próbach stosowania węzłów konstrukcji wyposażonych w elementy umożliwiające samodiagnozę. Jako przykład można tu przywołać przykład inteligentnego łożyska [3], którego bieżnia jest wyposażona w piezoelektryczny element mierzący jej obciążenie i drgania jej struktury. Dołączony układ elektroniczny pozwala na analizę on-line sygnałów i odpowiednią sygnalizację w przypadku gdy pojawią się symptomy świadczące o nieprawidłowej pracy łożyska.

2.2. Lokalizacja i identyfikacja uszkodzenia

Po wykryciu symptomów świadczących o nieprawidłowej pracy (np. podwyższony poziom drgań węzła kinematycznego) system powinien dokonać diagnozy przyczyn wystąpienia nienormalnej pracy w celu określenia rodzaju uszkodzenia.

W przypadku układów mechanicznych szczególne zainteresowanie budzi możliwość prognozowania wystąpienia zmęczeniowych uszkodzeń na podstawie analizy struktury sygnału wibroakustycznego. Odnosi się to przede wszystkim do badania procesu generowania i transmisji informacji diagnostycznej. Z tego punktu widzenia szczególne miejsce zajmują zagadnienia wczesnego rozpoznawania uszkodzeń węzłów kinematycznych diagnozowanego obiektu i wiarygodnego określenia okresu przedawaryjnego.

Uszkodzenia tego typu z reguły są przyczyną występowania niskoenergetycznych, impulsowych zaburzeń w układzie i wywołują szerokopasmową odpowiedź o niewielkiej amplitudzie. Jest to między innymi powodem tego, że analiza spektralna uśrednionego widma mocy, tak użyteczna w rozpoznawaniu stanów granicznych, w zadaniu różnicowania poszczególnych typów uszkodzeń, okazuje się narzędziem mało efektywnym.

W tym sensie szczególnego znaczenia nabiera analiza procesu generacji sygnału wibroakustycznego. Rozpatrując obiekt rzeczywisty, np. przekładnię zębatą, należy badać przede wszystkim strukturę częstotliwościową widma drgań w przeciwieństwie do typowego ujęcia w którym operuje się wartościami skutecznymi sygnałów [4]. Wynika to ze spostrzeżenia, że zaburzenia przyporu przekładni zębatej wywołują efekty modulacji amplitudowo-fazowej lub fazowej. Zatem poprzez określenie odpowiednich funkcji nośnych i związanie zaburzeń z odpowiednimi parametrami funkcji modulujących, typem i wielkością modulacji, powinno być możliwe wnioskowanie o jakości współpracy pary zębatej.

2.3. Reakcja na zdiagnozowane uszkodzenie

Zastosowanie autonomicznych systemów, które w sposób ciągły monitorują zachowanie się zespołu, pozwala na znaczne zwiększenie bezpieczeństwa eksploatacji zwłaszcza tam, gdzie awaria może spowodować zagrożenie bezpieczeństwa ludzi lub powodować duże koszty. Układy takie w przypadku detekcji uszkodzenia powinny umożliwić kontrolę rozwoju uszkodzenia zmniejszając w ten sposób prawdopodobieństwo wystąpienia awarii. Reakcją na wykryte uszkodzenie powinna być decyzja o zmianie warunków eksploatacyjnych skutkująca zmniejszeniem obciążenia konstrukcji i powstrzymaniem dalszej propagacji zmęczeniowego uszkodzenia maszyny.

Jako przykład można podać np. zespół wentylatorów który w przypadku stwierdzenia stanu awaryjnego jednego z nich (np. pęknięcie wirnika) zmniejsza obciążenie wentylatora poprzez przymknięcie kierownic lub jednocześnie uruchamia inny, sprawny wentylator zatrzymując uszkodzony.

3. METODY DETEKCJI I DIAGNOZY USZKODZEŃ

Metody detekcji i diagnozy można podzielić na dwie grupy:

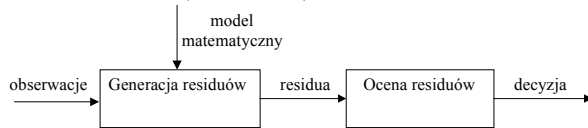
1. metody oparte na analizie symptomów (diagnostyka symptomowa),
2. metody wsparte modelami matematycznymi (diagnostyka wsparta modelowo).

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 model matematyczny reprezentuje poprawną pracę urządzenia, a odpowiednie wielkości symulowane porównywane są z mierzonymi. Powstające różnice zwane reszduami są wskazówkami odnośnie istnienia błędów (uszkodzeń) w układzie.

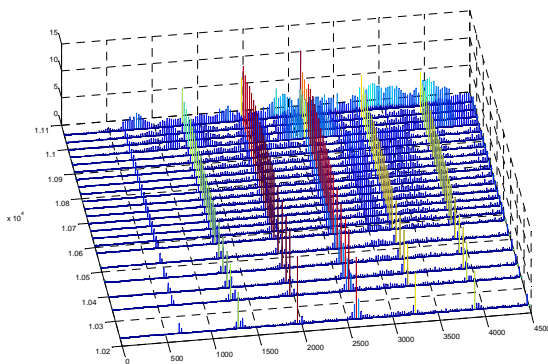


Rys. 1. Schemat procesu generowania sygnału residualnego

Poniżej przedstawiono przykład tworzenia sygnału residualnego wykorzystując zamiast modelu matematycznego sygnał pochodzący z eksperymentu

3.1. Eksperyment laboratoryjny

Eksperyment laboratoryjny, szerzej opisany w [5] polegał na rejestracji przebiegów przyspieszeń drgań korpusu testowej przekładni zębatej pracującej w układzie mocy krążącej aż do całkowitego wyłamania zęba zębniaka. Na rys. 2 przedstawiono widma synchroniczne przyspieszeń drgań w końcowym etapie eksperymentu.



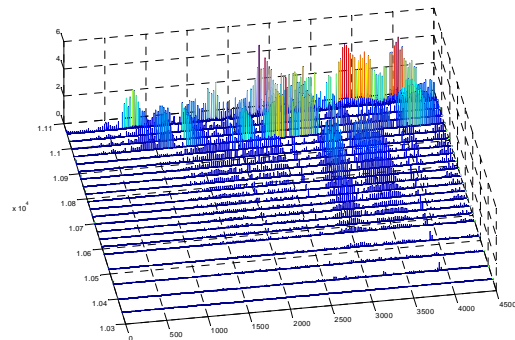
Rys. 2. Analiza widmowa przyspieszeń drgań korpusu reduktora w czasie poprzedzającym wyłamanie zęba

Wykorzystując jako wzorzec jeden z pomiarów charakterystycznych dla pracy prawidłowej obliczono widma residualne jako różnice pomiędzy kolejnymi widmami i widmem wzorcowym. Wynik pokazano na rys. 3.

Przedstawione widmo residualne pokazuje wyraźnie pasma częstotliwości o podwyższonej wibroaktywności związane z postępującym uszkodzeniem zmęczeniowym zęba. Analiza tych pasm w zestawieniu z widmami uzyskanymi dla innych rodzajów uszkodzeń pozwala na określenie rodzaju uszkodzenia i jego wielkości.

Przedstawiony przykład pokazuje możliwość diagnozowania jakie daje porównywanie z sygnałem

wzorcowym. Z uwagi na zmienne warunki pracy (obciążenie, prędkość obrotowa) wskazane byłoby stosowanie jako sygnału wzorcowego sygnału wygenerowanego przy pomocy modelu uwzględniającego zmienność tych parametrów.



Rys. 3. Widmo residualne dla przypadku z rys. 2

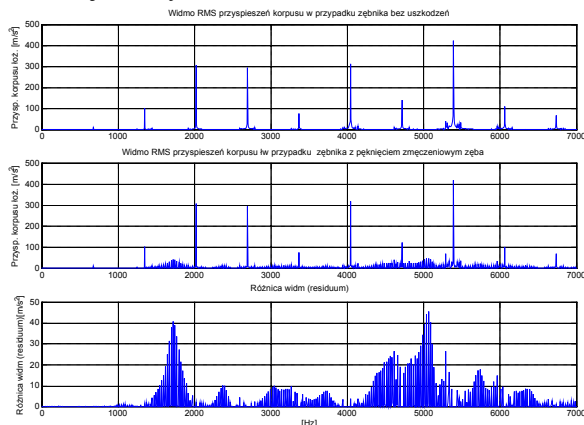
4. MODELE SYMULACYJNE

Budowa modeli jest zazwyczaj zadaniem trudnym i skomplikowanym, wymagającym dużej znajomości procesów generacji symptomów świadczących o możliwych uszkodzeniach. Trudno jednak przecenić korzyść z posiadania poprawnie zidentyfikowanego modelu obiektu, gdyż pozwala on na badanie zachowania się obiektu w przypadku wystąpienia uszkodzeń bez odwoływania się do eksperymentu.

Ogólnie zwraca się uwagę na fakt, że uszkodzenia powierzchni kontaktowych, zużycie korozyjne i erozyjne, powstawanie szczelin i wykruszeń są przyczyną występowania zjawisk modulacji amplitudowej, fazowej i wieloparametrycznej sygnału wibroakustycznego [6]. Wynika z tego, że model oprócz uwzględnienia zmian w rozkładzie mocy dla określonej harmoniki, lub pomiędzy harmonikami, powinien wyróżniać funkcje modulujące i modulowane oraz opisywać występujące zjawiska modulacji. Dodatkowe trudności wywołuje fakt, że wraz z rozwojem uszkodzeń, zbiór diagnostycznie informacyjnych funkcji modulujących i nośnych może ulegać zmianom [7,8]. Jeżeli równolegle uwzględni się trudności występujące przy obróbce sygnałów zmodulowanych wieloparametrowo, to niezadowalająca, jak dotychczas, efektywność tego typu modeli w diagnozowaniu procesu uszkodzeń staje się bardziej zrozumiała. Z drugiej strony niewielki poziom sygnału użytecznego w stosunku do szumów i konieczność zastosowania odpowiedniej selekcji cech sygnału, w centrum uwagi stawiają wybór parametrów diagnostycznych o dużej informacyjności.

Podstawą diagnozowania procesu powstawania i rozwoju uszkodzenia mogą być modele odwołujące się do zjawiska modulacji amplitudowo-fazowej sygnału wibroakustycznego. Dotyczy to przede wszystkim prób modelowania zjawisk modulacji,

stymulowanych występowaniem określonych błędów wykonawczo-montażowych lub uszkodzeniami eksploatacyjnymi [9,10]. Zauważmy, że jeżeli uszkodzenie wywołuje równocześnie modulację amplitudową i fazową to obwiednia i faza mogą być nośnikami informacji o tym samym uszkodzeniu [5,11,12]. W konsekwencji najważniejszym zadaniem jest modelowanie i identyfikacja podstawowej częstotliwości funkcji modulującej, charakterystycznej dla określonego uszkodzenia, natomiast cenność informacji rozróżniającej typ modulacji zależy od modelu uszkodzenia.



Rys. 4. Przykład obliczania residuów dla modelu reduktora w przypadku zmęczeniowego pęknięcia stopy zęba

Szczegółne problemy występują w przypadku modelowania diagnostycznie istotnego procesu generacji drgań przez pary kinematyczne z lokalnie uszkodzonymi powierzchniami kontaktowymi. Przykład takiego modelu przedstawiono w [12]. Na rys. 4 pokazano widmo residualne uzyskane dla tego modelu w przypadku pracy reduktora ze szczeliną zmęczeniową w podstawie zęba.

5. WNIOSKI

Przedstawione wyniki pokazują, że podstawą wnioskowania o zmęczeniowych uszkodzeniach elementów maszyn może być analiza residualna polegająca na porównywaniu sygnału referencyjnego (symulowanego lub rzeczywistego) z sygnałem generowanym przez uszkodzony obiekt. Uszkodzenia takie powodują ilościowe i jakościowe zmiany w sygnale residualnym. Modele na podstawie których są obliczane residua powinny być ukierunkowane na właściwą reakcję w obliczu błędów (uszkodzeniowo zorientowane). Mogą one znaleźć zastosowanie w autonomicznych układach diagnostycznych przeznaczonych do diagnozowania uszkodzeń zmęczeniowych i stanowić podstawę do określenia reakcji układu determinującej zahamowanie procesu propagacji diagnozowanego uszkodzenia (np. pęknięcia zmęczeniowego).

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] Holm-Hansen B. T., Gao R. X., Structural design and analysis for a sensor-integrated ball bearing. Finite Elements in Analysis and Design 34(200), p. 257-270.
- [4] Wilk A.: Wibroakustyczne metody diagnozowania przekładni zębatych. Przegląd Mechaniczny Nr 11-12/98.
- [5] J. Mączak, S. Radkowski: Use of envelope contact factor in fatigue crack diagnosis of helical gears. Machine Dynamics Probl., 2002.
- [6] Randall R. B.: A New Method of Modelling Gear Faults. Journal of Mechanical Design, Vol. 104, April 1982, s. 259-267.
- [7] Mączak J., Radkowski S.: Low-energy Spectrum Components as a Symptom of Failure. Machine Dynamic Problems, 8, 1994, s. 45-64.
- [8] Radkowski S.: Low-energy Components of Vibroacoustic Signal as the Basis for Diagnosis of Defect Formation. Rozprawa habilitacyjna. Machine Dynamics Problems, vol. 12. 1995
- [9] Mączak J.: Wykorzystanie Zjawiska Modulacji Sygnału Wibroakustycznego w diagnozowaniu przekładni o zębach śrubowych. Rozprawa doktorska, Politechnika Warszawska, 1998.
- [10] Sweeney P. J., Randall R. B.: Sources of Gear Signal Modulation. Second Int. Conference on Gearbox Noise, Vibration and Diagnostics, 1995, Proc. IMechE, s. 183-198.
- [11] R. Filonik., J. Mączak, S. Radkowski: Simulation and modeling of low-energy tooth failure in helical gearbox. Machine Dynamics Problems, 2002.
- [12] J. Mączak, S. Radkowski: Algorytm wczesnego wykrywania zmęczeniowego uszkodzenia zębów w przekładni zębatej. XXIX Sympozjum Diagnostyka Maszyn. Węgierska Górka 2002.



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.

ZASTOSOWANIE ANALIZY DRÓG ROZCHODZENIA SIĘ ENERGII W KONSTRUKCJACH DO DIAGNOSTYKI REDUKTORA

Krzysztof MENDROK, Tadeusz UHL

Katedra Robotyki i Dynamiki Maszyn, Akademia Górniczo Hutnicza
Al. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków, fax: +48 12 634 35 05, mendrok@agh.edu.pl

Streszczenie

Analiza dróg rozchodzenia się energii w konstrukcjach jest jedną z technik wykorzystujących model modalny konstrukcji. Pozwala ona na oszacowanie udziału poszczególnych punktów łączących tzw. ścieżek przejścia w transferze energii drgań od źródła do kierunku oceny. Ponieważ technika ta łączy zalety metod diagnostycznych opartych na modelu modalnym i metod opartych na analizie widma drgań układu, podjęto próbę wykorzystania jej do diagnozowania stanu konstrukcji. Testowanym urządzeniem był reduktor jednostopniowy, dla którego przeprowadzono analizę rozchodzenia się energii przy różnym stopniu uszkodzenia. W pracy zaprezentowano zaproponowany algorytm diagnostyczny, sposób przeprowadzenia eksperymentu oraz wyniki przeprowadzonych analiz.

Słowa kluczowe: Analiza dróg rozchodzenia się energii, Model modalny, Analiza modalna

APPLICATION OF TRANSFER PATH ANALYSIS TO REDUCTION GEAR DIAGNOSTICS

Summary

Transfer path analysis is one of techniques based on construction modal model. It allows assessing a contribution of an energy transfer for each transfer path. This technique has advantages of both, modal model based diagnostics procedures and methods based on the vibration spectrum analysis. That is why the trial of its application to a construction stage diagnostics has been taken. A testing machine was single stage reduction gear. The transfer path analysis for this machine was performed for different damage level. In the paper diagnostic algorithm is presented. An experiment and its results are also described.

Keywords: Transfer path analysis, Modal model, Modal analysis

1. WPROWADZENIE

Algorytmy analizy dróg rozchodzenia się energii drgań zwane algorytmami TPA (z ang. Transfer Path Analysis) służą do oceny komfortu w konstrukcjach środków transportu. Pozwalają na określenie wpływu poszczególnych źródeł drgań występujących w układzie na poziom drgań w założonych miejscach, zwanych w terminologii algorytmów TPA kierunkami oceny. Na podstawie takiej analizy można też ocenić udział poszczególnych ścieżek przejścia energii drgań w jej transporcie od źródeł do kierunków oceny [1], [5]. Podstawowa metodologia bazuje na dynamicznym modelu konstrukcji, który wprowadza związek pomiędzy wektorem wymuszeń $\{f(\omega)\}$, a wektorem odpowiedzi w kierunkach oceny $\{p(\omega)\}$, wykorzystując macierz widmowych funkcji przejścia (WFP) – $[H(\omega)]$ [1], [5]:

$$\{p(\omega)\} = [H(\omega)] \cdot \{f(\omega)\} \quad (1)$$

Różne typy wymuszeń i kierunków oceny są traktowane jako dwa różne podukłady. Podukłady te związane są ze sobą przez pewną liczbę mniej lub

bardziej sztywnych połączeń, tworzących ścieżki przejścia. Jeżeli system składa się z N ścieżek przejścia, wtedy całkowita odpowiedź w kierunku oceny może być zapisana jako suma cząstkowych odpowiedzi z poszczególnych ścieżek:

$$p(\omega) = \sum_{i=1}^N \frac{P(\omega)}{F_i(\omega)} f_i(\omega) \quad (2)$$

gdzie: $p(\omega)$ – odpowiedź w kierunku oceny,

$\frac{P(\omega)}{F_i(\omega)}$ – to WFP pomiędzy kierunkiem oceny,

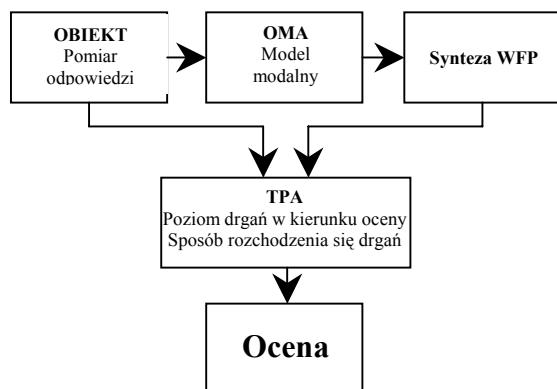
a źródłem dla ścieżki przejścia i .

$f_i(\omega)$ – siła dla ścieżki przejścia i .

Aby przeprowadzić analizę rozchodzenia się energii w konstrukcjach musimy zestawić kompletną macierz widmowych funkcji przejścia. Widmowe funkcje przejścia muszą zostać zarejestrowane lub musi być dokonana ich synteza dla wszystkich ścieżek przejścia do danego kierunku oceny. Dodatkowo potrzebny jest pomiar sił działających w ścieżkach przejścia. Gdy ta informacja jest niedostępna, siły mogą zostać zidentyfikowane na

podstawie pomiaru odpowiedzi układu, na przykład przy pomocy metody odwracania macierzy WFP [5].

Tak przedstawione algorytmy mogą spełniać zadanie diagnostyczne, gdyż pozwalają na ocenę poziomu drgań generowanych przez źródła działające w układzie oraz na określenie stanu ścieżek przejścia, które stanowią element tzw. słabego ogniwa w konstrukcji [4]. Łączą więc zalety różnych metod diagnostycznych, a więc diagnostyki opartej na modelu modalnym, a ściślej na analizie zmian charakterystyk częstotliwościowych [6] oraz metod bazujących na zmianie widma odpowiedzi układu. Znacząca zmiana widma może być spowodowana wyłamaniem zęba lub uszkodzeniem łożyska. Jednak pęknięcie korpusu przekładni, zwłaszcza w początkowym stadium jest trudno rozpoznawalne przez symptom drganiowy. W takim przypadku o wiele lepiej radzą sobie metody oparte o analizę zmian charakterystyk podatności dynamicznej obiektu. Połączenie obu tych metod jakim jest algorytm TPA, może dać narzędzie do kompletnej diagnostyki urządzenia typu reduktor. Procedura diagnostyczna bazująca na algorytmach TPA może przebiegać według schematu przedstawionego na rysunku 1.



Rys. 1. Przykład procedury diagnostycznej wykorzystującej TPA

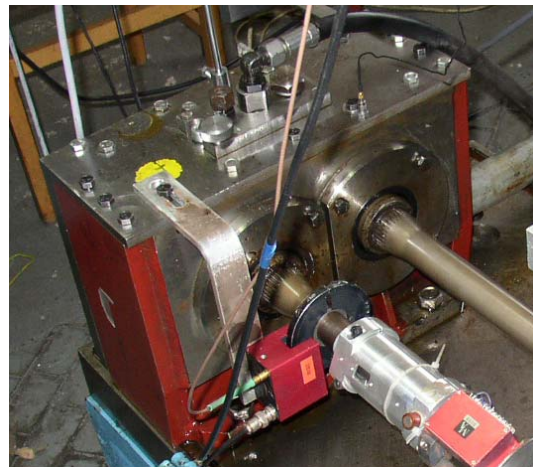
Aby jednak zastosować przedstawioną procedurę należy najpierw rozwiązać szereg problemów z nią związanych. Pierwszym zagadnieniem wymagającym rozwiązania jest sposób estymacji WFP dla wybranych ścieżek przejścia bez konieczności wyłączania maszyny. Na schemacie przedstawiono pomysł zastosowania algorytmów eksploatacyjnej analizy modalnej do estymacji modelu modalnego na podstawie pomiarów odpowiedzi na przykład przy użyciu algorytmu zbilansowanej realizacji lub LSCE [3] i dalej na jego podstawie syntezę potrzebnych WFP. Pamiętać należy jednak, że algorytmy eksploatacyjnej analizy modalnej dają nieskalowane postacie drgań własnych, a takie nie nadają się do syntezy WFP. Zachodzi więc konieczność skalowania uzyskanych postaci.

2. OBIEKT BADAŃ

Obiektem badań był reduktor badawczy o oznaczeniu SBJ 2. Jest to przekładnia jednostopniowa o przełożeniu 1,296 z kołami walcowymi o zębach prostych. Parametry geometryczne kół są następujące:

- moduł – 4 mm
- kąt zarysu – 20°
- ilość zębów – koło – 35
zębniak – 27
- szerokość kół – 16 mm.

Zdjęcie opisywanej przekładni zamontowanej na stanowisku mocy zamkniętej, na którym wykonywane były eksperymenty pokazano na rysunku 2.



Rys. 2. Reduktor SBJ 2 na stanowisku badawczym

Moc maksymalna przenoszona przez przekładnię wynosi 120 kW. Skrzynka reduktora wykonana jest z płyt stalowych skręconych. Wały łożyskowane są łożyskami tocznymi rolkowymi.

3. PRZEPROWADZONE EKSPERYMENTY

Jak napisano we wstępie, analiza dróg rozchodzenia się energii drgań wymaga zestawienia odpowiedniej macierzy WFP. W przedstawionym reduktorze w czasie eksperymentu nie mierzono siły występującej w łożyskach, a co za tym idzie rejestracja WFP między tymi punktami była niemożliwa. Aby dokonać syntezy niemierzalnych WFP konieczna jest identyfikacja parametrów modelu modalnego konstrukcji [2]. W tym celu przeprowadzono test modalny przekładni zamontowanej na stanowisku badawczym. Do wymuszenia zastosowano młotek modalny, rejestrowano WFP między siłą wymuszającą i przyspieszeniami drgań mierzonymi na konstrukcji. Schemat stanowiska pomiarowego, konfigurację i opis przeprowadzonego eksperymentu zamieszczono w publikacji [7]. Wyniki analizy modalnej przeprowadzonej na zebranych danych, opisaną szerzej w [7] zamieszczono w tabeli 1.

Tabela 1. Zestawienie parametrów zidentyfikowanego modelu modalnego

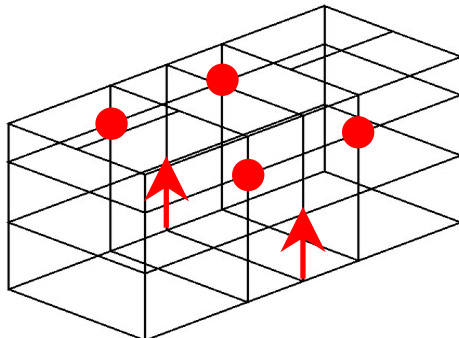
Nr PDW	Częstotliwość drgań wł. [Hz]	Współczynnik tłumienia mod.
1	745.89	1.82
2	890.25	0,41
3	946.92	1.99

Zidentyfikowany model posłużył do syntezy WFP niezbędnych do przeprowadzenia analizy dróg rozchodzenia się energii drgań, a niemierzalnych eksperymentalnie.

W celu przeprowadzenia analizy rozchodzenia się energii drgań w reduktorze przyjęto następujące założenia:

- źródło drgań generowanych w obiekcie – współpraca kół zębatych i drgania dostarczane do układu przez wał napędowy,
- ścieżki przejścia – węzły łożyskowe reduktora – 4 łożyska po 2 kierunki w każdym, razem 8 ścieżek przejścia,
- kierunki oceny – 2 punkty mocowania reduktora do podstawy w kierunku pionowym.

Zdecydowano się pominąć kierunek wzdłużny jako ścieżkę przejścia energii, ze względu na to, że badany reduktor ma zęby proste i siła wzdłużna w łożyskach jest znikoma w porównaniu ze składowymi poprzecznymi. Zarówno ścieżki przejścia jak i kierunki oceny zaznaczono na siatce punktów pomiarowych przyjętej dla obiektu i przedstawiono na rysunku 3. Dla tak przyjętych założeń dokonano syntezy WFP tworząc macierz o wymiarach 12 x 8.



Rys. 3. Założone ścieżki przejścia i kierunki oceny

Następnie przeprowadzono test eksploatacyjny, mający na celu rejestrację drgań układu podczas procesu wyłamania zęba. Badania wykonano na stanowisku mocy zamkniętej z następującymi parametrami:

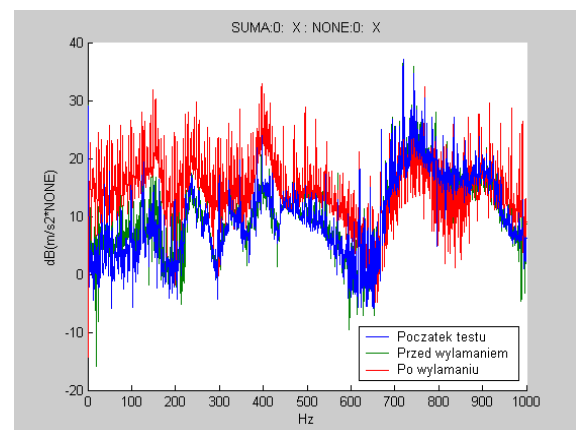
- obroty wejściowe – 1490 obr/min
- moment na wale – 950 Nm
- moc podczas badań – 73 kW

Obciążenie takie osiągnięto przez wstępne skręcenie wałów łączących reduktory stanowiska mocy zamkniętej. W badanym reduktorze zębnik wykonany był ze stali 17HNM. Dla tego materiału i

obciążenia pęknięcie podstawy zęba nastąpiło po około 100000 cykli. Podczas testu eksploatacyjnego rejestrowano przyspieszenia drgań konstrukcji w 12 punktach i kierunkach pomiarowych (8 ścieżek przejścia, 2 kierunki oceny i 2 punkty nadmiarowe w celu lepszego uwarunkowania numerycznego zagadnienia).

4. ANALIZA WYNIKÓW

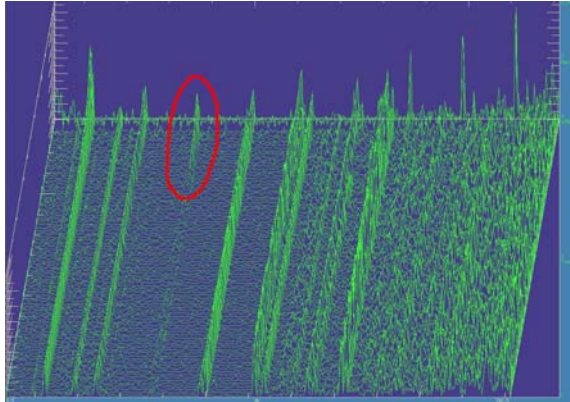
Zgodnie z przyjętymi założeniami przeprowadzono analizę rozchodzenia się energii w konstrukcjach dla danych zebranych w trzech chwilach czasu: na początku eksperymentu, tuż przed wyłamaniem i po wyłamaniu. Obliczenia przeprowadzono przy pomocy autorskiego oprogramowania dedykowanego do algorytmów TPA. Sposób przeprowadzenia analizy przyjęto analogiczny jak we wstępnym eksperymencie opisanym szerzej w pracy [7]. Na rysunku 4 zamieszczono udział ścieżek przejścia reprezentowanych przez łożysko 1 (przednie na wale czynnym), dla trzech analizowanych okresów czasu.



Rys. 4. Udział łożyska 1 w transporcie energii drgań dla trzech etapów próby

Nawet przy tak znacznej redukcji danych, na przedstawionych przebiegach rozpoznawalna jest jedynie istotna zmiana, która nastąpiła po pęknięciu zęba. Mniej znaczące zmiany wynikające z procesu inicjacji uszkodzenia mogą łatwo zostać pominięte. Wyników analizy jest dużo i ich analiza wymaga czasu oraz doświadczenia. Należy więc otrzymane przebiegi opracować w taki sposób, aby możliwe było skuteczne i szybkie wykrycie powstającego uszkodzenia. Na podstawie analizy widm dynamicznych wyliczanych co 10 sekund z przebiegów czasowych przyspieszenia drgań zauważono, że wraz z procesem wzrostu pęknięcia podstawy zęba rośnie wartość przyspieszenia drgań w częstotliwości odpowiadającej trzeciej harmonice. Na rysunku 5 zamieszczono przykład omawianego widma dynamicznego. Następnie wykonano obliczenia dla widm sygnałów zarejestrowanych w 4 chwilach czasu przed i 1 po pęknięciu i porównano rezultaty dla częstotliwości 74,5 Hz odpowiadającej

trzeciej harmonicznej prędkości obrotowej wału atakującego. Otrzymane wyniki zebrano w tabeli 2.



Rys. 5. Widmo dynamiczne rejestrowanego nałożysku 1

Tabela 2. Zestawienie wyników analizy dla częstotliwości 74,5 Hz

Łoży - sko	Pocz. testu	20 min. przed p.	5min. przed p.	15 s przed p.	Po pęk.
Ł 1	0,094	0,74	0,97	6,68	43,61
Ł 2	0,21	0,3	0,33	3,42	19,58
Ł 3	0,057	0,54	0,61	4,28	15,9
Ł 4	0,19	0,19	0,33	1,04	47,51

Dla uszkodzenia typu wyłamanie zęba wzrost amplitudy drgań został zarejestrowany na wszystkichłożyskach dlatego wartości zmian dla każdego z nich są zbliżone i nie niosą informacji o miejscu uszkodzenia. Należy jednak przypuszczać, że przy uszkodzeniu samegołożyska lub pęknięciu korpusu, metoda może skutecznie wskazać miejsce awarii. Teżę taką należy jednak sprawdzić doświadczalnie w większej liczbie eksperymentów.

5. PODSUMOWANIE

W przedstawionym artykule pokazano próbę wykorzystania analizy dróg rozchodzenia się energii drgań w reduktorze badawczym SBJ 2 do jego diagnostyki. Zastosowanie tej techniki do wykrywania uszkodzeń zostało podyktowane potencjalną jej wrażliwością na różne typy awarii. W celu ułatwienia interpretacji wyników porównywano rezultaty tylko w jednej częstotliwości 74,5 Hz – wrażliwej na uszkodzenie rozważanego typu. Zaproponowane wykorzystanie algorytmów TPA do diagnostyki zostało zweryfikowane eksperymentalnie. Metoda umożliwiła wykrycie wyłamania zęba w zębniku. W dalszych krokach należy przeprowadzić eksperymenty z innymi typami uszkodzeń, aby zweryfikować potencjalną wszechstronność opisaney techniki.

Autorzy dziękują komitetowi badań naukowych za finansowanie badań w ramach projektu badawczego nr 5T07C01023.

LITERATURA

- [1] Plunt J., Strategy for transfer path analysis (TPA) applied to vibro-acoustic systems at medium and high frequencies, Proceeding of 23rd ISMA, Leuven, 1996.
- [2] Uhl T., Komputerowo wspomaganą identyfikacją modeli konstrukcji mechanicznych, WNT Warszawa 1997.
- [3] Uhl T., Lisowski W., Kurowski P.: In-Operation modal analysis and its applications, Wydawnictwo AGH, Kraków 2001.
- [4] Uhl T., Współczesne trendy rozwojowe systemów monitorowania i diagnozowania maszyn, PAK, no.4, 1999.
- [5] Uhl T., Lisowski W., Mendrok K., Chudzikiewicz A., Vibration energy flow analysis in vehicles with use of the TPA method in application to structural modification, Machines Dynamic Problems, Vol. 26, No. 2/3, 2002
- [6] Uhl T., Zastosowanie analizy modalnej w diagnostyce konstrukcji, Zagadnienia Analizy Modalnej Konstrukcji Mechanicznych, str. 277–294, Wydawnictwo KRiDM AGH Kraków, 2003
- [7] Mendrok K., Tomaszewski J., Cieślak J., Uhl T., Analiza rozchodzenia się energii w reduktorze pod kątem jego diagnostyki, Zagadnienia Analizy Modalnej Konstrukcji Mechanicznych, str. 187–194, Wydawnictwo KRiDM AGH Kraków, 2003



Prof. dr hab. inż. Tadeusz UHL jest kierownikiem Katedry Robotyki i Dynamiki Maszyn, Akademii Górniczo – Hutniczej w Krakowie. W swoich pracach zajmuje się zagadnieniami dynamiki konstrukcji, a zwłaszcza ich analizy modalnej. Jego zainteresowania obejmują także układy aktywnej redukcji drgań, układy sterowania i szeroko pojętą mechatronikę. Jest autorem 15 książek i kilkuset artykułów dotyczących wspomnianych zagadnień.



Dr inż. Krzysztof MENDROK jest adiunktem w Katedrze Robotyki i Dynamiki Maszyn, Akademii Górniczo – Hutniczej w Krakowie. Jego zainteresowania skupiają się na zagadnieniach dynamiki strukturalnej, a zwłaszcza na algorytmach analizy modalnej i analizy dróg rozchodzenia się energii drgań w konstrukcjach. Zajmuje się wykorzystaniem tych metod do wykrywania uszkodzeń. Jest autorem prac podejmujących tę tematykę.

MODEL ZINTEGROWANEGO SYSTEMU DIAGNOSTYCZNEGO OBIEKTÓW BIOAGROTECHNICZNYCH Z UWZGLĘDNIENIEM NIEPEWNOŚCI POMIARÓW

Ryszard MICHALSKI, Przemysław DROŻYNER, Paweł MIKOŁAJCZAK

Uniwersytet Warmiński – Mazurski w Olsztynie,
Wydział Nauk Technicznych, Katedra Eksploatacji Pojazdów i Maszyn
10-719 Olsztyn, ul. Oczapowskiego 11, tel. (089) 5234811, e-mail: przemyslaw.drozynier@uwm.edu.pl

Streszczenie

Kampanijność procesu produkcji rolniczej rzutuje na szereg wymagań eksploatacyjnych, konstrukcyjnych i ekonomicznych stawianym maszynom rolniczym. Wymaga to szerszego spojrzenia na diagnostykę, która dotyczy nie tylko maszyn ale całego systemu bioagrotechnicznego, przez który rozumie się maszynę, środowisko i zadanie agrotechniczne. W tym aspekcie ważnego znaczenia nabiera określenie niepewność dokonywanych pomiarów w celu stwierdzenia użyteczności uzyskiwanych wyników, na podstawie których podejmowane są decyzje dotyczące realizowanych procesów. W pracy został przedstawiony model zintegrowanego systemu diagnostycznego obejmującego monitorowanie stanu technicznego maszyn i oceny jakości realizowanych zadań agrotechnicznych oraz sposób wyrażania niepewności pomiarów.

Słowa kluczowe: maszyna rolnicza, diagnostyka, system bioagrotechniczny.

DEVELOPEMENT OF INTEGRATED DIAGNOSTIC SYSTEM OF BIOAGROTECHNICAL OBJECTS INCLUDING UNCERTAINTY

Summary

Seasonal character of agricultural production has an important impact on maintenance, construction and economical requirements for agricultural machines e.g., certainty of high availability factor during the campaign or fulfilling the parameters of realized agricultural process. In such a case, it is necessary to look wider on the diagnostic, which refers not only to machines but to the whole agro-technical system, consisting of a machine, environment and agro-technical task. The particular attention must be paid on uncertainty of the measurement carried out in such systems since results have a great impact on undertaken decisions. The model of the diagnostic system of bio-agro-technical objects, including uncertainty of measurements is presented in the paper.

Keywords: agricultural machine, diagnostic, bio-agro-technical system.

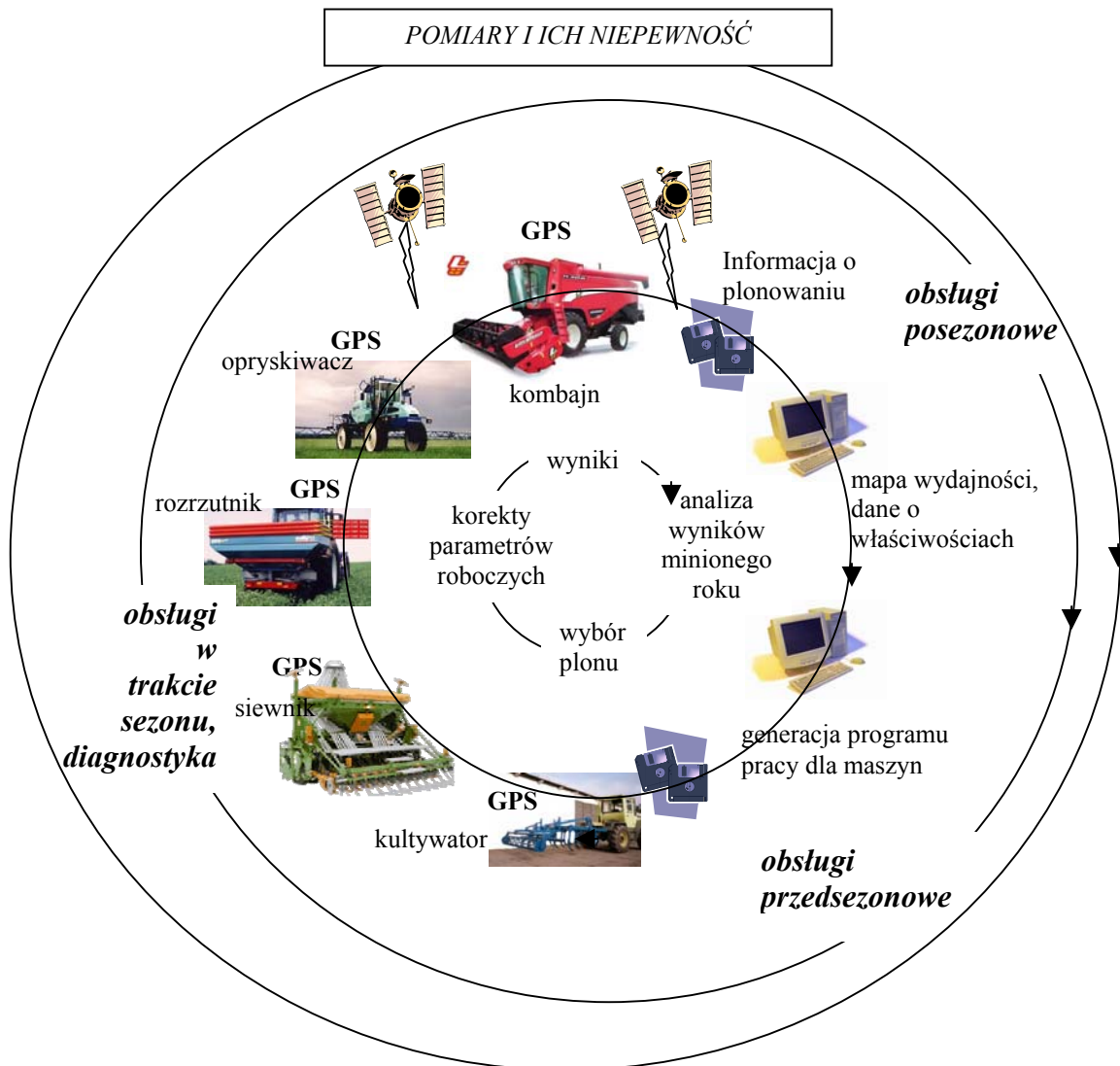
1. MODEL DIAGNOZOWANIA OBIEKTÓW BIOAGROTECHNICZNYCH

Specyfika eksploatacji maszyn rolniczych wynikająca z równoczesnego współlistnienia i wzajemnego oddziaływania elementów technicznych, agrotechnicznych i biologicznych [5] rzutuje na różnorodne wymagania eksploatacyjne i konstrukcyjne, m. in.:

- zapewnienie wysokiego stopnia gotowości maszyn w zmiennym losowo przedziale czasu,
- uzyskanie dużej podatności obsługowo-naprawczej konstrukcji maszyn,
- przystosowanie maszyn rolniczych do warunków atmosferycznych oddziaływających na nie w długim okresie przechowywania,
- zapewnienie maksymalnych zasileń w części wymienne i materiały eksploatacyjne,

- doprowadzenie do wysokiej dyspozycyjności personelu obsługi w czasie realizacji zadań,
- optymalne połączenie wymagań niezawodnościowych z trwałością konstrukcji.

Wymagania te sprawiły, że obecnie w rolnictwie mamy do czynienia z rozwojem naukowo-technicznym głównie związanym z genetyką oraz zastosowaniem techniki mikroprocesorowej w konstrukcji maszyn. Pełne wykorzystanie efektów tych tendencji wymaga stworzenia odpowiedniej infrastruktury regionalnej, tj. budowy infrastruktury technicznej wsi przystosowanej do wprowadzenia systemów GPS i DGPS umożliwiających realizację zadań w ramach tzw. rolnictwa precyzyjnego, którego istotę przedstawia rys. 1.

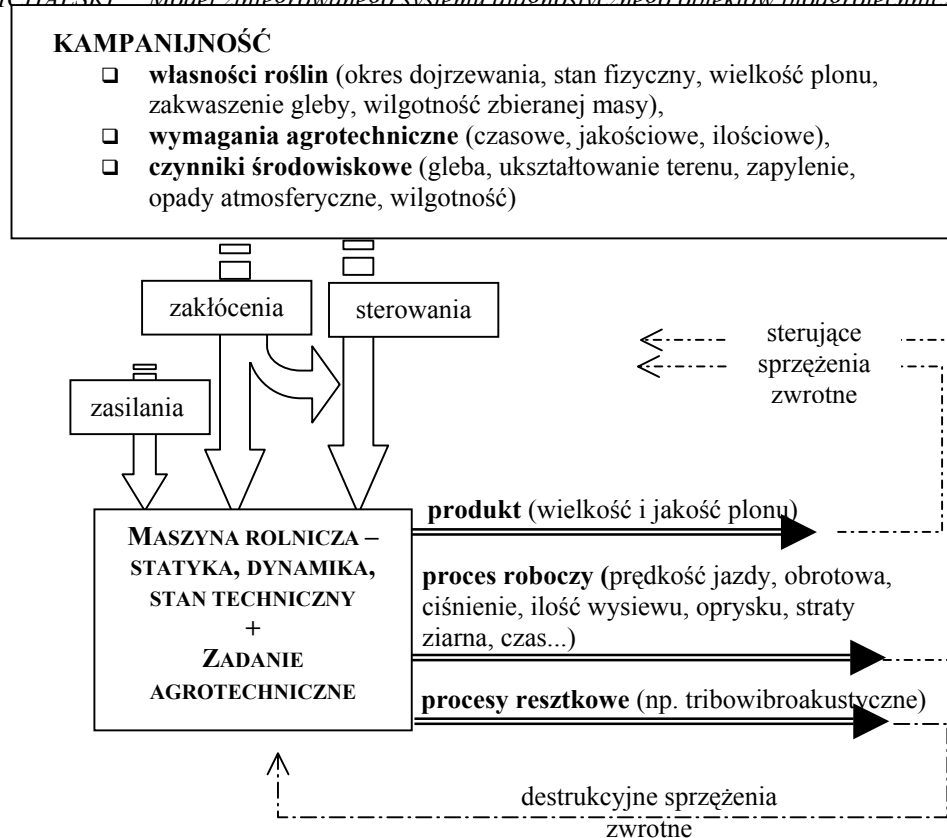


Rys. 1. Model rocznego cyklu procesu produkcji rolniczej. Opracowanie własne na podstawie [2]

Pokazany model cyklu produkcji rolniczej (na przykładzie produkcji zboża) uwzględnia podejmowanie decyzji technologicznych oraz decyzji eksploatacyjnych związanych z użytymi w procesie produkcji maszynami rolniczymi. Kombajn zbożowy wyposażony w system lokalizacji GPS oraz układu mierników prędkości, plonu, strat ziarna wykonując swoje zadania agrotechniczne dostarcza informacji niezbędnych do stworzenia tzw. mapy plonów [2,7]. Mapa ta w połączeniu z informacjami o lokalnych właściwościach gleby oraz wiedzą o wymaganiach agrotechnicznych roślin stanowi podstawę do ustalenia rodzaju przyszłego sposobu wykonania zadań agrotechnicznych. Działanie kolejnych maszyn używanych w cyklu produkcyjnym jest sterowane wygenerowanym programem realizacji zadania agrotechnicznego, którego skuteczność jest oceniana przy kolejnym tworzeniu mapy plonu. W ścisłej zależności od informacji i decyzji technologicznych podejmowane są decyzje eksploatacyjne, związane głównie z obsługiwaniem maszyn. Przykładowo, zły stan techniczny dysz

opryskiwaczy może spowodować nadmierny - lokalny - oprysk pola rzutujący z kolei na ilość i jakość plonu w tej lokalizacji. Utworzona mapa plonu sugerować może konieczność zmiany technologii w następnym zadaniu agrotechnicznym, co oczywiście będzie błędną decyzją, bowiem pierwotna przyczyna zaistniałej sytuacji nie jest związana z technologią prowadzonych prac. Na powyższym przykładzie widać, że w przypadku maszyn rolniczych niezbędne jest szersze spojrzenie na diagnostykę techniczną, która w tym przypadku powinna obejmować cały układ bioagrotechniczny. Zasadne więc wydaje się przytoczenie definicji diagnostyki wg Ziemińskiego i Pszczołowskiego [6,8] jako rozeznania jakiegoś stanu rzeczy i jego tendencji rozwojowych na podstawie jego objawów i znajomości ogólnych prawidłowości – do celów planowego działania.

Wobec powyższego, zaproponowano (rys. 2) model diagnozowania systemu bioagrotechnicznego będący rozszerzeniem diagnostycznego modelu maszyny przedstawionego m.in. w pracach Cempla i Żółtowskiiego [3, 9].



Rys. 2. Model diagnostowania maszyny rolniczej i jej otoczenia jako systemu bioagrotechnicznego
Opracowanie własne na podstawie [3]

Model ten:

- ❑ uwzględnia kampanijność prac rolniczych - zarówno jako źródła zakłóceń oraz sterowania maszyną i procesem produkcji,
- ❑ wskazuje na powiązania między diagnozowaniem produktu (plonu), monitorowaniem procesów roboczych maszyny rolniczej a sterowaniem procesem produkcji rolniczej,
- ❑ pokazuje destrukcyjny wpływ procesów reszkowych nie tylko na stan techniczny maszyny ale również na jakość wykonywanych zadań agrotechnicznych,
- ❑ w połączeniu z modelem rocznego cyklu procesu produkcji rolniczej (rys. 1) uwzględnia diagnozę, genezę i prognozę aktualnego stanu procesu (etapu) produkcji rolniczej.

Praktyczna implementacja zaproponowanego modelu wymaga prowadzenia w trakcie procesu produkcji wielu pomiarów dotyczących parametrów realizowanego procesu, jakości zrealizowanego zadania agrotechnicznego, parametrów pracy maszyny, itd. Szczególnego znaczenia nabiera więc określenie dokładności i niepewności realizowanych pomiarów.

2. NIEPWEŃNOŚĆ POMIARÓW

Pojęcie **niepewność pomiaru** jest obecnie w powszechnym użyciu i skutecznie wyparło błąd graniczny pomiaru stosowany wcześniej do

określenia przedziału niepewności wyniku pomiaru. Pojęcie to może być używane w dwóch znaczeniach: do wyrażania ogólnych wątpliwości, jakie wiążą się z wynikiem pomiaru oraz jako **parametr określający granice zmienności wyników pomiarów**. W tym drugim, podstawowym znaczeniu niepewność pomiaru charakteryzuje dokładność określenia wartości wielkości mierzonej i powinna być ustalona dla każdego pomiaru. Ogólnie można przyjąć, że pomiary w systemach jakości firm przemysłowych ale również i w systemach precyzyjnego rolnictwa wykonuje się w celu uzyskania odpowiedzi na pytania: jaki obiekt jest badany i czy jego własności odpowiadają wymaganiom (np. stanu systemu bioagrotechnicznego). Uzyskanie wiarygodnych odpowiedzi jest uwarunkowane niepewnością wykonywanych pomiarów. W tym kontekście pojawiają się dwa kluczowe pytania:

- ❑ jaką niepewność można zaakceptować, aby wynik pomiaru był użyteczny?
- ❑ jak wyznaczyć niepewność pomiaru?

Niepewność podawana w ostatecznym wyniku pomiaru nazywa się niepewnością rozszerzoną. Według Przewodnika ISO [4] niepewność rozszerzona to: *wielkość określająca przedział wokół wyniku pomiaru, od którego to przedziału oczekuje się, że obejmuje dużą część rozkładu wartości, które w uzasadniony sposób można przypisać wielkości mierzonej*. Zgodnie z [4], do

oznaczenie niepewności rozszerzonej przyjmując się literę U , a wyznacza się ją ze wzoru:

$$U(X) = k \cdot u(X)$$

gdzie: k – współczynnik rozszerzenia zależny od postaci rozkładu zmiennej losowej X , $u(X)$ – niepewność standardowa wyznaczona metodą typu A lub B [1]. Metoda typu A jest metodą statystyczną i polega na wyznaczeniu wartości odchylenia standardowego zmiennej losowej będącej wynikami pomiarów. Jest to metoda niejako naturalna wyznaczania niepewności standardowych, jednak badania statystyczne wszystkich niepewności cząstkowych mogły być bardzo uciążliwe i kosztowne. Dlatego jako równorzędną przewidziano w Przewodniku ISO metodę typu B. Nazwą tą objęte są wszelkie inne niż statystyczne sposoby pozyskiwania informacji o niepewności.

Uzyskana wartość niepewności rozszerzonej U jest podstawą do odpowiedzi na wcześniej zadane pytanie, czy pomiar był wiarygodny i użyteczny. Wynik wiarygodny to taki, w którego przedziale $[x-U, x+U]$ znajduje się wartość prawdziwa wielkości mierzonej x_p . Należy tutaj zauważyć, że nie każdy pomiar wiarygodny musi być użytecznym. Jeżeli w przedziale $[x-U, x+U]$ znajduje się wartość graniczna rozpatrywanej wielkości (np. sygnału diagnostycznego) to nie można jednoznacznie stwierdzić czy została ona przekroczona czy nie. W takim przypadku należy przeprowadzić analizę metody pomiarowej i dokonać stosownych zmian.

W przypadku pomiarów stosowanych w rolnictwie precyzyjnym ostateczny wynik pomiaru jest często składową wyników pomiarów pośrednich, np.: aby wyznaczyć dawkę preparatu na zbiornik opryskiwacza należy najpierw dokonać pomiaru pojemności zbiornika, wydatku cieczy na hektar i prędkości obrotowej wału silnika ciągnika (w zależności od biegu) [1]. Dla wyznaczenia niepewności standardowej wartości pomiaru złożonego Y stosuje się wzór:

$$u(Y) = \sqrt{\sum_{i=1}^m \left(\frac{\partial Y}{\partial X_i} \right)^2 u^2(X_i)}$$

gdzie: $u(x_i)$ – niepewność standardowa pomiaru i -tej wielkości mierzonej.

Postęp naukowo-techniczny w rolnictwie (szczególnie wyraźny w tzw. rolnictwie precyzyjnym), w połączeniu ze specyfiką samego procesu produkcji rolniczej sprawia, że niezbędne jest szersze spojrzenie na diagnostykę techniczną. W przypadku rolnictwa powinna ona dotyczyć nie tylko samej maszyny ale również warunków środowiskowych oraz realizowanych zadań agrotechnicznych, czyli całego systemu bioagrotechnicznego. Jest to możliwe tylko przy użyciu najnowocześniejszej techniki pomiarowej obejmującej analizę wielu czynników, włączając w to technikę GPS oraz niepewność pomiarów.

LITERATURA

- [1] Arendalski J., Niepewność pomiarów. Oficyna Wydawnicza Pol. Warszawskiej. Warszawa 2003.
- [2] BANASIAK J. i in., Aktualne problemy użytkowania maszyn rolniczych, Eksploatacja i niezawodność nr 2
- [3] CEMPEL C. , Diagnostyka wibroakustyczna maszyn, PWN, Warszawa, 1989.
- [4] Guide to the expression of uncertainty in measurement, ISO 1995; polskie wydanie: Wyrażanie niepewności pomiaru - przewodnik, GUM 1999.
- [5] POWIERŻA L. , Zarys inżynierii systemów bioagrotechnicznych, Radom-Płock, 1997.
- [6] PSZCZOŁOWSKI T. , Mała encyklopedia prakseologii, Ossolineum, Wrocław, 1978.
- [7] REITZ P., Computers and electronics in agriculture, 14 (1966) str. 137-150
- [8] ZIEMSKI S. , Problemy dobrej diagnozy, Wiedza Powszechna, 1973
- [9] ŻÓLTOWSKI B. , Podstawy diagnostyki maszyn, Wydawnictwo Uczelniane ATR, Bydgoszcz, 1996.



Dr inż. **Przemysław Droźnyer** jest adiunktem w Katedrze Eksploatacji i Pojazdów i Maszyn Wydziału Nauk Technicznych UWM w Olsztynie. W działalności naukowej zajmuje się diagnostyką techniczną i systemami zarządzania jakością.



Prof. dr hab. inż. **Ryszard Michalski** jest kierownikiem Katedry Eksploatacji Pojazdów i maszyn oraz dziekanem Wydziału Nauk Technicznych UWM w Olsztynie.

W działalności naukowej zajmuje się diagnostyką techniczną, niezawodnością, technologią napraw i analizą systemową eksploatacji pojazdów i maszyn roboczych.



Dr inż. **Paweł Mikołajczak** pracuje na stanowisku adiunkta w Katedrze Eksploatacji i Pojazdów i Maszyn Wydziału Nauk Technicznych UWM w Olsztynie. Zajmuje się diagnostyką wibroakustyczną, jest autorem wielu artykułów i ekspertyz z tego zakresu. Członek PTDT, redaktor „Diagnostyki”.

SZTUCZNA INTELIGENCJA W MONITOROWANIU STANU TECHNICZNEGO MASZYN ROLNICZYCH

Ryszard MICHALSKI, Przemysław DROŻYNER

Uniwersytet Warmińsko – Mazurski w Olsztynie,
Wydział Nauk Technicznych, Katedra Eksploatacji Pojazdów i Maszyn
10-736 Olsztyn, ul. Oczapowskiego 11, tel. (089) 523-34-63, e-mail: ryszard.michalski@uwm.edu.pl,
przemyslaw.drozynier@uwm.edu.pl

Streszczenie

Współczesne maszyny rolnicze to złożone konstrukcyjnie i funkcjonalnie układy mechatroniczne. Złożoność tych maszyn wynika z realizowanych przez nie procesów produkcji rolniczej charakteryzujących się pewną specyfiką (kampanijnością) rzutującą na wymagania konstrukcyjne i eksploatacyjne. Specyfika eksploatacji maszyn rolniczych wynika również z równoczesnego współistnienia i wzajemnego oddziaływania elementów technicznych, agrotechnicznych i biologicznych. W pracy przedstawiono model cyklu procesu produkcji rolniczej w aspekcie rolnictwa precyzyjnego oraz model diagnozowania maszyny rolniczej i jej otoczenia jako systemu bioagrotechnicznego. Wykazano, że efektywna eksploatacja maszyny rolniczej wymaga jednoczesnego pomiaru i analizy wielu różnych parametrów dotyczących różnych aspektów systemu bioagrotechnicznego: parametrów pracy maszyny, jej stanu technicznego, warunków środowiskowych i zadania agrotechnicznego, co jest możliwe tylko z zastosowaniem metod sztucznej inteligencji. Podano przykłady zastosowań takich metod w eksploatacji maszyn rolniczych.

Słowa kluczowe: maszyna rolnicza, diagnostyka, sztuczna inteligencja

ARTIFICIAL INTELLIGENCE IN CONDITION MONITORING OF AGRICULTURAL MACHINES

Summary

Agricultural machines of modern design are complex, mechatronics systems. The complexity of such machines results from agricultural production processes realized by them. These processes are characterized by some specific conditions, mainly seasonality of usage which has great impact on construction and utilization requirements for agricultural machines. These requirements are resulted also from simultaneous coexistence and join action of technical, agro-technical and biological elements. The model of cycle of agricultural production process in aspect of precision farming is presented in the paper as well as model of diagnosing of agricultural machine as bio-agro-technical system. It was proved that effective utilization of agricultural machines requires measurements and analysis of variety of parameters what is possible only with utilization of artificial intelligence methods. Some examples of implementation of such methods are presented in the paper.

Keywords: agricultural machine, diagnostic, artificial intelligence.

1. WPROWADZENIE

Współczesne maszyny rolnicze to złożone konstrukcyjnie i funkcjonalnie układy mechatroniczne. Przykładowo, w kombajnie zbożowym czy ciągniku rolniczym można wyróżnić elementy mechaniczne, elektryczne, elektroniczne, hydrauliczne i pneumatyczne a cena takiej maszyny jest kilkakrotnie większa od ceny samochodu. Złożoność tych maszyn wynika również z realizowanych przez nie procesów produkcji rolniczej charakteryzujących się pewną specyfiką (kampanijnością) rzutującą na

wymagania konstrukcyjne i eksploatacyjne. Przykładowo, roczne wykorzystanie maszyny jest ograniczone długością okresu agrotechnicznego, co razem z postępowaniem technicznym powoduje, że często znacznie wcześniej od zużycia technicznego następuje zużycie moralne maszyn. Pojawia się szereg pytań, na które brak jest jednoznacznych odpowiedzi: Jak długo użytkować maszynę rolniczą? Czy warto jest inwestować w trwałość takiej konstrukcji przy niskim wykorzystaniu rocznym? Jak połączyć „nietrwałą” konstrukcję z wysoką niezawodnością i precyzją wymaganą dla

maszyn rolniczych? Należy przy tym analizować koszty dostosowania się do wymagań rynkowych, (jakość produktu i koszty) jak i koszty zaniechania wynikające z użytkowania maszyn przestarzałych, dla których koszty utrzymania wymaganego poziomu jakości pracy mogą być znaczne ale niedostrzegalne (często przedstawiane w postaci niewidocznej części góry lodowej kosztów). Specyfika eksploatacji maszyn rolniczych wynika również z równoczesnego współlistnienia i wzajemnego oddziaływania elementów technicznych, agrotechnicznych i biologicznych a dodatkowym czynnikiem są częste zdarzenia losowe wynikające z niejednorodnych warunków środowiskowych.

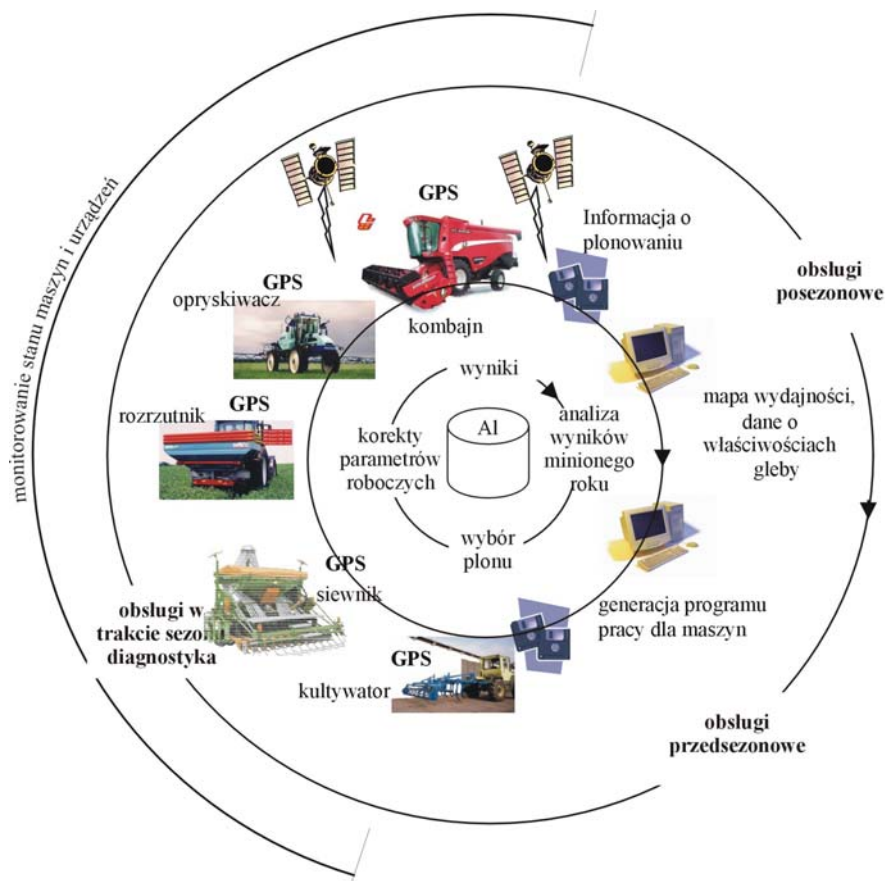
Biorąc pod uwagę powyższe, nie jest możliwe przecenienie roli diagnostyki technicznej, którą jednak w tym przypadku należy traktować szerzej, raczej obejmującą cały system bioagrotechniczny: maszynę, środowisko i zadanie agrotechniczne [3]. Oczywiście pojawia się wątpliwość, czy tak

rozumianą diagnostykę można jeszcze traktować jako techniczną.

Do rozwiązania przedstawionych problemów w eksploatacji maszyn rolniczych znajdują zastosowanie coraz częściej metody sztucznej inteligencji (AI). Szczególnie dotyczy to zastosowań systemów technicznych w rolnictwie precyzyjnym

2. MODEL DIAGNOZOWANIA MASZINY ROLNICZEJ Z UWZGLĘDNIENIEM AI

Obecnie w rolnictwie mamy do czynienia ze zjawiskami rozwoju technologicznego, które sprowadzić można do postępu naukowo-technicznego w genetyce roślin, pracach hodowlanych i zastosowania techniki mikroprocesorowej (w tym sztucznej inteligencji) w konstrukcji maszyn. Działania te podporządkowane są wymaganiom rolnictwa precyzyjnego [1, 4], którego istotę przedstawia rysunek 1. Z modelu cyklu procesu produkcji rolniczej [8] wynika model diagnozowania

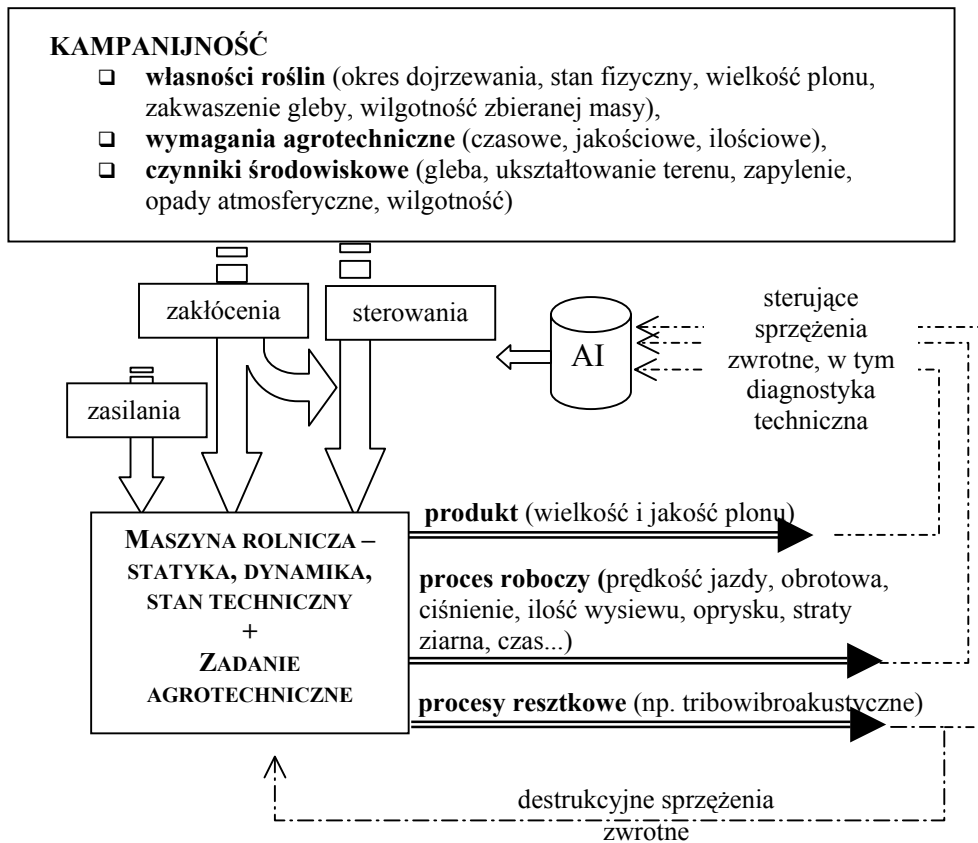


Rys. 1. Model cyklu procesu produkcji rolniczej w aspekcie rolnictwa precyzyjnego

maszyny rolniczej i jej otoczenia jako systemu bioagrotechnicznego przedstawiony na rys. 2.

Z przedstawionego modelu wynika, że efektywna eksploatacja maszyny rolniczej wymaga jednoczesnego pomiaru i analizy wielu parametrów, których przykłady podano w tab.1.

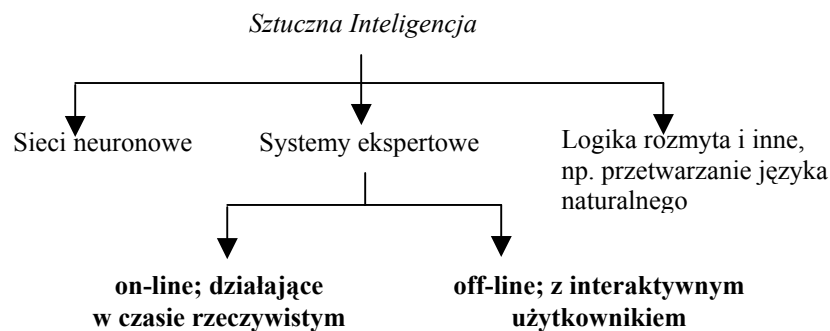
Właśnie do połączenia i analizy tych wielu kryteriów poprawnego funkcjonowania maszyny rolniczej znajduje zastosowanie sztuczna inteligencja, w której zakres wchodzi systemy ekspertowe, sztuczne sieci neuronowe oraz logika rozmyta (rys. 3).



Rys. 2. Model diagnozowania maszyny rolniczej i jej otoczenia jako systemu bioagrotechnicznego z uwzględnieniem sztucznej inteligencji (AI) *Opracowanie własne na podstawie [2]*

Tab. 1. Przykładowe parametry systemu bioagrotechnicznego.

przykładowe parametry:				
robocze	diagnostyczne	środowiska	realizowania zadania agrotech.	realizacji zadania agrotech.
prędkość jazdy, prędkości obrotowe układów roboczych, szerokość robocza	drgania, temperatury, ciśnienia,	temperatura, wilgotność, opady, własności gleby, stopień zachwaszczenia	termin wykonania zadania, ilość wysiewu, ilość i jakość oprysku	mapa plonu i jej analiza

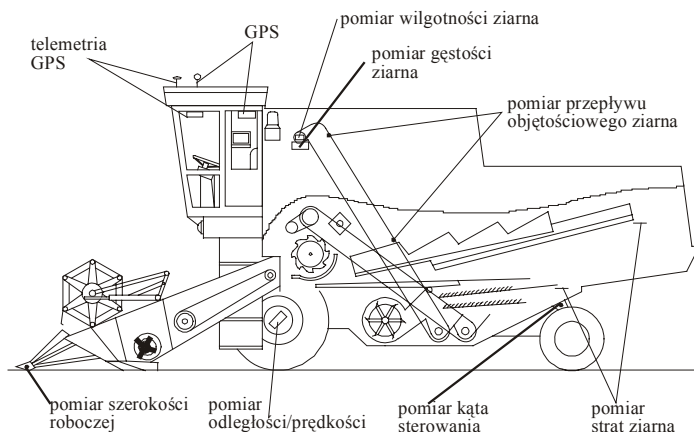


Rys. 3. Elementy sztucznej inteligencji

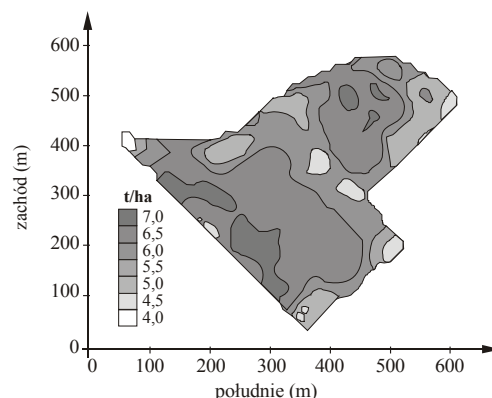
Warto podkreślić, że dokonywane analizy dotyczą zarówno czasu rzeczywistego, np. pomiary i analiza parametrów pracy maszyny, jak również off-line, po wykonaniu zadania - przykładowo analiza mapy plonów. Na rys. 4 przedstawiono schemat kombajnu z wyposażeniem technicznym

do odwzorowywania mapy plonów a na rys. 5 zamieszczono przykładową mapę plonu [1, 5].

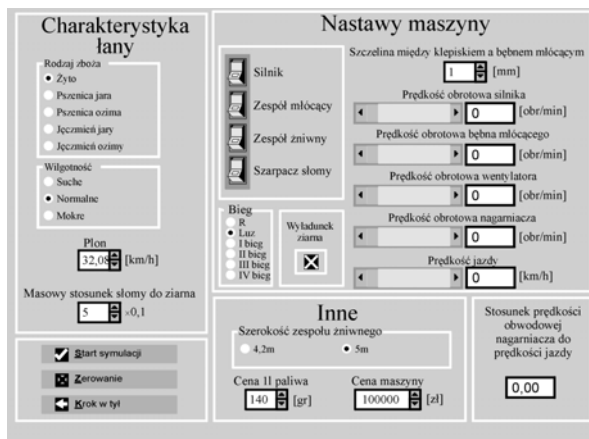
Rys. 6 przedstawia przykładowy ekran symulatora pracy kombajnu [5]. Należy zwrócić uwagę na liczbę nastaw niezbędnych do wykonania przez operatora i liczbę uwarunkowań, które operator musi uwzględnić.



Rys. 4. Schemat kombajnu z wyposażeniem technicznym do odwzorowywania mapy pól



Rys. 5. Mapa pól



Rys. 6. Przykładowy ekran symulatora pracy kombajnu

Biorąc pod uwagę powyższe rozważania, nie ulega wątpliwości konieczność stosowania metod sztucznej inteligencji w procesie produkcji rolniczej a zwłaszcza do zarządzania zbieranymi danymi i ich analizy w aspekcie wnioskowania diagnostycznego. Ze względu na ścisłe powiązania między tymi danymi, metody takie nie mogą być ograniczone do pojedynczych aspektów systemu bioagrotechnicznego (np. tylko do oceny stanu technicznego) ale muszą obejmować całość zagadnienia, obejmującego cały roczny (a nawet wieloletni) cykl produkcji rolniczej.

3. PRZYKŁADY ZASTOSOWANIA METOD SZTUCZNEJ INTELIGENCJI W DIAGNOSTYCE MASZYN ROLNICZYCH

3.1. Logika rozmyta

Logika klasyczna bazuje na dwóch wartościach reprezentowanych (najczęściej) przez zero i jeden, czyli prawdę i fałsz. Granica między tymi wartościami jest jednoznacznie określona. Logika rozmyta stanowi rozszerzenie klasycznego rozumowania na rozumowanie bliższe ludzkiemu. Wprowadza ona wartości pomiędzy standardowe 0

i 1; 'rozmywa' granice pomiędzy nimi dając możliwość zaistnienia wartościom z pomiędzy tego przedziału.

Poniżej przedstawiono przykład zastosowania logiki rozmytej do kontroli stanu kombajnu zbożowego na podstawie analizy niskoczęstotliwościowych sygnałów drganiowych [5].

Analiza sygnału drganiowego w paśmie do 20 kHz pozwala na zlokalizowanie i dokładne określenie wielu uszkodzeń mechanicznych, np.:

- nieosiowości i zgięcia wału,
- luzów mechanicznych,
- niewyważenia elementów obrotowych,
- zużycia kół, łożysk tocznych i pasów napędowych.

Na podstawie rejestrowanego sygnału drganiowego wnioskuje się zatem o stanie maszyny, z określonym stopniem pewności pomiaru sygnału i relacji diagnostycznych. Problem sprowadza się do tego, jak porównywać sygnał i jak wnioskować o stanie technicznym maszyny.

Rejestrowany sygnał poddaje się obróbce matematycznej, tzn. przyporządkowuje się mu pewne cechy (wartość średnia, pasmo częstotliwościowe, itp.), które często nie różnicują charakteru drgań ze względu na źródło i ich częstotliwość. Znalezienie relacji między analizowanym sygnałem pochodzącym z badanej maszyny poprzez wykorzystanie metod logiki rozmytej umożliwia skuteczniejszą, bardziej jednoznaczną i wiarygodną ocenę stanu maszyny, szczególnie gdy istnieje problem interpretacji podobnego sygnału dla różnych stanów technicznych maszyny.

Na potrzeby wnioskowania o stanie dynamicznym maszyny przyjęto, że stan s maszyny można rozważać w ujęciu relacji rozmytych R_{β} jako przyporządkowanie sygnału diagnostycznego „ v ” danemu stanowi:

$$v R_{\beta} s$$

Zatem można przyjąć relację β -podobieństwa (R_{β}) jako:

$$(v, s \in S_i) / ((v R_{\beta} s \Leftrightarrow \mu(v,s) > \beta) \vee (\mu(v,s) = 1)) \quad (1)$$

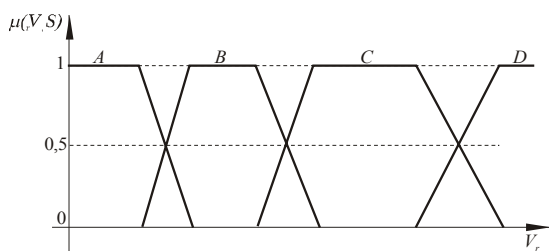
Oznacza to, że zdarzenie s jest podobne do zdarzenia v w takim samym stopniu jak zdarzenie v jest podobne do zdarzenia s . Między wybraną parą zdarzeń zachodzi R_{β} , jeśli owe zdarzenia są podobne do siebie w stopniu większym niż β lub równym 1. Prawdziwość relacji $v R_{\beta} s$ niesie informację o tym, że stopień podobieństwa jest większy niż β , nie podaje dokładnie wartości stopnia podobieństwa.

Jako kryterium oceny stanu technicznego kombajnu zbożowego przyjęto wartości drgań dopuszczalnych (V_{RMS}) dla drugiej grupy maszyn według PN-90/N-01358 (tab. 2), przyjmując zakresy zmiany stanów dopuszczalnych z dokładnością 10% wartości ich pomiaru dla wyróżnionych czterech stanów.

Tab.2. Wartości drgań dopuszczalnych (V_{RMS}) dla drugiej grupy maszyn według PN-90/N-01358

Wartość skuteczna prędkości V_{RMS} [m/s] 10^{-3} w zakresie 10-1000 Hz		Ocena stanu
powyżej	do	
-	1,12	A - stan dobry
1,12	2,8	B - stan zadawalający
2,8	7,1	C - stan przejściowo dopuszczalny
7,1	-	D - stan niedopuszczalny

Następnie stworzono obraz funkcji przynależności do wyróżnionych stanów, którą przedstawiono na rys. 7. Należy podkreślić, że dobór funkcji przynależności o większym nachyleniu zwiększa wrażliwość systemu na sygnał wejściowy. Funkcja typu Π (trapezowego) ma odcinkowy brak wrażliwości na zmianę wartości wejściowej, co jest spowodowane właściwością tej funkcji, lecz na odcinkach granicznych ma takie same właściwości jak funkcja typu trójkątnego. Do określenia stanu dynamicznego kombajnu zbożowego jest niezbędna informacja o parametrach sygnału drganiowego dla obiektu badań wraz z określeniem stopnia przynależności do określonego stanu.



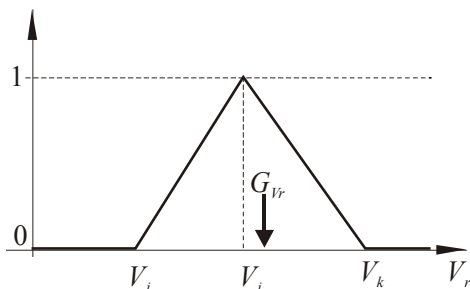
Rys. 7. Funkcja przynależności typu trapezowego

Wartość sygnału wejściowego została określona za pomocą trzech kolejnych pomiarów wartości prędkości drgań V_i, V_j, V_k , które zostały uporządkowane i przekształcone na obszar rozmyty za pomocą funkcji (2) określonej wzorem:

$$(V_r, s) = \begin{cases} 0 & \text{dla } V_i \leq V_j \\ \frac{(V_c - V_i)}{(V_c - V_j)} & \text{dla } V_j < V_c \leq V_i \\ \frac{(V_i - V_j)}{(V_c - V_k)} & \text{dla } V_i < V_c \leq V_k \\ \frac{(V_c - V_k)}{(V_j - V_k)} & \\ 0 & \text{dla } V_c > V_k \end{cases} \quad (2)$$

gdzie: $V_j \leq V_i \leq V_k$, V_c - aktualna wartość środkowa,

co przedstawiono na rysunku 8.



Rys. 8. Funkcja sygnału wejściowego

W celu uśrednienia zarejestrowanych pomiarów oblicza się środek ciężkości trójkąta utworzonego z trzech kolejnych pomiarów wg wzoru (3).

$$G_{V_r} = \frac{(V_k - V_j) + (V_i - V_j)}{3} + V_j \quad (3)$$

Przyjmuje się, że $G_{V_r} = V_r$ a następnie wyznacza się do jakiego stanu należy dany punkt $V_r \in (A, B, C, D)$ wraz z podaniem przynależności $\mu(V_r, s)$.

W przypadku wybrania kilku stanów o różnym stopniu przynależności dokonuje się wyboru większościowego wg wzoru:

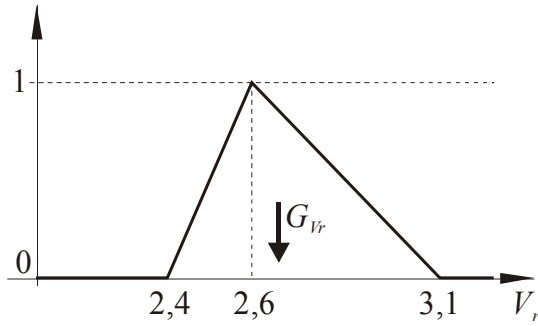
$$\mu(V_r, s) = \text{MAX}_R (\mu_i(V_r, s)) \quad (4)$$

gdzie: R_i - i-ta relacja przynależności V_r, s .

W wyniku pomiaru drgań dokonanego na kombajnie zbożowym Bizon zarejestrowano przykładowe dane:

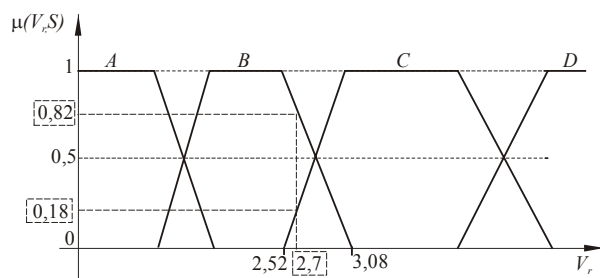
Lp.	Prędkość skuteczna V_r (m/s 10^{-3})
1	2,4
2	2,6
3	3,1

Na podstawie pierwszych trzech pomiarów utworzono funkcję sygnału wejściowego (rys. 9).



Rys. 9. Funkcja sygnału wejściowego dla rozpatrywanego przykładu

Obliczona wartość środka ciężkości wg wzoru (3) wynosi 2,7. Jest ona wartością wejściową do wyznaczenia stopnia przynależności (rys. 10).



Rys. 10. Wyznaczenie stopnia przynależności

Następnie ze wzoru (2) i funkcji G_{V_r} wyznaczono, że w danej chwili t kombajn znajdował się w stanie zadowalającym, ze stopniem przynależności $\mu(2,7, B)=0,82$ do stanu B i stopniem przynależności $\mu(2,7, C)=0,18$ do stanu C .

Wybór stanu odbywa się za pomocą wyboru większościowego wzór (4). Zatem kombajn zbożowy znajduje się w stanie zadowalającym dla $V_r=2,7$ i $\mu(V_r, B)=0,82$

3.2. Systemy ekspertowe

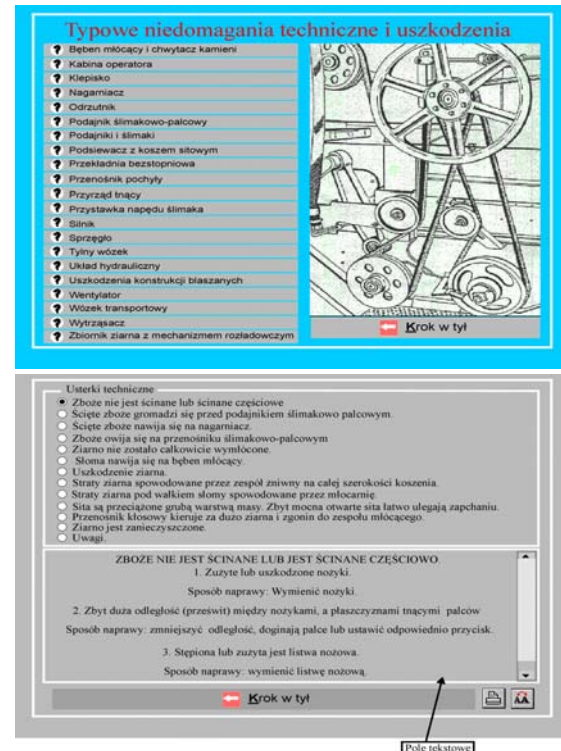
Pierwsze definicje systemów ekspertowych mówiły o inteligentnych programach komputerowych używających wiedzy oraz procedur wnioskowania do rozwiązywania problemów o wysokim stopniu złożoności. Obecnie definiuje się systemy ekspertowe jako systemy komputerowe, które symulują procesy uczenia się, zapamiętywania, komunikacji, przyczynowości i realizacji działań ludzkiego eksperta w danej dziedzinie wiedzy.

Technologie informacyjne opracowane w ramach badań nad sztuczną inteligencją pozwalają na ujęcie wiedzy diagnostycznej w formie programów komputerowych (systemów ekspertowych) oraz na taką ich strukturyzację, która pozwala na opracowanie procedur diagnozowania właściwych dla danej maszyny.

W opracowanym w KEPiM UWM w Olsztynie systemie ekspertowym [5, 6, 7, 10] przyjęto metodę reprezentacji wiedzy jako reprezentację trójkową: <OBIEKT, ATRYBUT, WARTOŚĆ> będącą

szczególnym przypadkiem sieci semantycznych, w których relacje między OBIEKTEM i ATRYBUTEM są typu „ma”, a między ATRYBUTEM a WARTOŚCIĄ typu „jest”. OBIEKTEM w tak zdefiniowanej wiedzy jest tekst, rysunek reprezentujący maszynę, jej układ, zespoły, części. ATRYBUTAMI są cechy obiektu typu: rozmiar, kształt itd., a WARTOŚĆ określa szczególny stan atrybutu obiektu w danej chwili t . Na rysunku 11 przedstawiono przykładowe okna zawierające fragmenty rezultatów wnioskowania diagnostycznego przeprowadzonego przez SE. Po wybraniu opcji „Typowe niedomagania techniczne i uszkodzenia” i uszkodzenia wyświetlane jest okno pozwalające na określenie zespołu, w którym wystąpiły niedomagania techniczne lub uszkodzenia. Wyboru dokonuje się za pomocą klawiszy funkcyjnych. Po wybraniu zespołu, w którym nastąpiło niedomaganie lub uszkodzenie, zostaje uruchomione okno pozwalające na szczegółowe określenie niezdatności lub usterki, a także na otrzymanie informacji o przyczynach i sposobie naprawy.

Po wybraniu opcji „Usterki technologiczne” zostaje uruchomione okno pozwalające na szczegółowe określenie usterki technologicznej, a także na otrzymanie informacji o przyczynach i sposobie naprawy.



Rys. 11. Przykładowe komunikaty (okna) systemu ekspertowego opracowanego w KEPiM UWM w Olsztynie

3.3. Sieci neuronowe

Sztuczne sieci neuronowe (SSN) to programowe lub sprzętowe symulatory modeli matematycznych realizujące pseudorównoległe

przetwarzanie informacji, składające się z wielu wzajemnie połączonych sztucznych neuronów. Podstawową cechą różniącą SSN od programów realizujących algorytmiczne przetwarzanie informacji jest zdolność uogólniania wiedzy dla nowych danych, nieznanymi wcześniej. SSN wymagają jednorazowego nauczenia, przy czym wykazują one tolerancję na nieciągłości, przypadkowe zaburzenia lub wręcz braki w zbiorze uczącym.

Przykład oceny stanu dynamicznego maszyny wirnikowej [7]

Charakterystycznymi cechami stanu dynamicznego maszyny wirnikowej (w aspekcie niewyważenia statycznego) są wartości wirującej masy niewyrównoważonej m i jej umiejscowienie na wirniku φ .

Cechami sygnału drganiowego charakterystycznymi dla niewyważenia statycznego są amplitudy przemieszczeń drgań na częstotliwości obrotowej V i fazy drgań F .

Ogólny model matematyczny obiektu badań dla rozważanego problemu ma zatem postać:

$$\Omega(m, \varphi, V, F) = 0 \quad (5)$$

gdzie:

- m i φ oznacza odpowiednio wartość masy niewyważonej i jej kątowe położenie (wielkości wejściowe),

- V i F oznacza odpowiednio mierzone wartości amplitudy i fazy drgań (wielkości wyjściowe).

Celem badań było niejawnie wyznaczenie zależności: $m = f(V, F)$; i $\varphi = f(V, F)$, przy zachowaniu typowej procedury wyważania statycznego.

Badania przeprowadzono w eksperymencie czynnym, w którym symulowano stany niewyważenia wirnika poprzez zakładania niewyważonych mas. Rejestrowano wartości amplitud i faz odpowiadających stanom niewyważenia i poszczególnym etapom wyważania statycznego. Utworzony w ten sposób zbiór dwudziestu przykładów trenujących w postaci:

$$(V_{1j}, V_{2j}, F_{1j}, F_{2j}, m_j, \varphi_j), \text{ gdzie}$$

A_{1j}, F_{1j} - amplituda i faza drgań w uruchomieniu pierwszym (bez masy próbnej - stan symulowany),

A_{2j}, F_{2j} - amplituda i faza drgań w uruchomieniu drugim (z masą próbną - pierwszy etap wyważania),

m_j, φ_j - obliczone analitycznie masy i kąty niewyważenia, poddano przetworzeniu przez sieć neuronową w celu wyznaczenia niejawnych parametrów modelu. Uczono sieć o następującej konfiguracji:

liczba warstw neuronów -3 (warstwa wejściowa, wyjściowa i warstwa ukryta), liczba neuronów -11 (4 neurony w warstwie wejściowej, 2 neurony w warstwie wyjściowej, 5 neuronów w warstwie ukrytej), funkcja aktywacji neuronów - sigmoidalna.

Przykładowe rozwiązania po wykonaniu przez sieć 1000 tzw. epok treningowych (1000-krotne

podanie na wejście sieci wszystkich przykładów) zamieszczono w tabeli 3.

Tab. 3. Zestawienie rozwiązań wygenerowanych przez sieć neuronową i obliczonych analitycznie.

wart. podane przez sieć x_s	wart. uzyskane analitycznie x_a
$m = 1.25, \varphi = 342$	$m = 1.25, \varphi = 359$
$m = 0.35, \varphi = 7$	$m = 0.3, \varphi = 1$
$m = 0.6, \varphi = 200$	$m = 0.7, \varphi = 210$

Jak wynika z zestawienia, dla badanego obiektów sieć neuronowa daje dość dobrą dokładność obliczeń. W dalszych pracach planowane jest przeprowadzenie badań dotyczących wykorzystania sieci neuronowych do oceny stanu dynamicznego kosiarki rotacyjnej (w aspekcie niewyważenia). Charakterystycznymi cechami tego stanu są wartości mas niewyrównoważonych dwóch bębnow roboczych kosiarki (m_1, \dots, m_n) i ich umiejscowienie na bębnie ($\varphi_1, \dots, \varphi_n$). Mierzalnymi (ze względów pomiarowych i konstrukcyjnych) cechami sygnału drganiowego charakterystycznymi dla niewyważenia są amplitudy drgań na częstotliwości obrotowej bębnow roboczych (V) i fazy drgań (F).

Ogólny model matematyczny obiektu badań dla rozważanego problemu ma zatem postać:

$$\Omega(a_1, a_2, \dots, a_n) = 0 \quad (6)$$

gdzie wielkości a_1, a_2, \dots, a_n charakteryzujące obiekt badań w rozważanym problemie dzieli się na:

- wielkości wejściowe - masy niewyważone i ich położenie na bębnie,

- wielkości wyjściowe - mierzone wartości amplitudy i fazy drgań (względem znacznika fazy).

Ogólny model matematyczny określony równaniem (6) można zatem przedstawić w postaci:

$$\Omega(m_1, m_2, \dots, m_n, \varphi_1, \varphi_2, \dots, \varphi_n, V_1, V_2, \dots, V_n, F_1, \dots, F_n) = 0$$

Celem badań będzie wyznaczenie zależności:

$$m_j = f(V_j, F_j)$$

$$\varphi_j = f(V_j, F_j)$$

Badania przeprowadzone będą w eksperymencie czynnym, w którym symulowane będą stany niewyważenia bębnow roboczych kosiarki poprzez zakładania znanych, niewyważonych mas próbnych. Rejestrowane będą wartości amplitud i faz odpowiadających poszczególnym stanom niewyważenia.

Utworzony w ten sposób zbiór przykładów trenujących w postaci:

$$(m_j, \varphi_n, V_j, F_j)$$

poddany zostanie przetworzeniu przez sieć neuronową w celu wyznaczenia (niejawnego) parametrów modelu.

4. PODSUMOWANIE

Podstawę rozwoju rolnictwa precyzyjnego stanowi obecnie monitorowanie i diagnozowanie stanu technicznego maszyn, warunków środowiska oraz parametrów realizowanego zadania agrotechnicznego czyli systemu bioagrotechnicznego. Liczba parametrów, które należy jednocześnie mierzyć i analizować przekracza coraz częściej możliwości percepcji operatora maszyny. Biorą pod uwagę powyższe rozważania, nie ulega wątpliwości konieczność stosowania metod sztucznej inteligencji w procesie produkcji rolniczej do zarządzania zbieranymi danymi i ich analizy w aspekcie wnioskowania diagnostycznego. Ze względu na ścisłe powiązania między tymi danymi, metody takie nie mogą być ograniczone do pojedynczych aspektów systemu bioagrotechnicznego (np. tylko do oceny stanu technicznego) ale muszą obejmować całość zagadnienia. W pracy podano przykłady zastosowań elementów sztucznej inteligencji w technice rolniczej: sztucznych sieci neuronowych, systemów ekspertowych i logiki rozmytej. Zdaniem autorów przyszłość zastosowań sztucznej inteligencji w inżynierii rolniczej uwarunkowana jest rozwojem układów hybrydowych, łączących w sobie wiele różnych metod pozyskiwania danych, analizy i wnioskowania opartego również o metody analityczne i symulacyjne oraz układy mechatroniczne.

LITERATURA

1. BANASIAK J. i in., Aktualne problemy użytkowania maszyn rolniczych, Eksploatacja i niezawodność nr 2
2. CEMPEL C. , Diagnostyka wibroakustyczna maszyn, PWN, Warszawa, 1989.
3. POWIERZA L, Zarys inżynierii systemów bioagrotechnicznych, Radom-Płock, 1997.
4. PIEKARSKI W, Analiza oddziaływania agregatów ciągnikowych na środowisko rolnicze, Wydawnictwo AR w Lublinie, 1997.
5. MICHALSKI R. Pokładowe systemy nadzoru maszyn ze sztuczną inteligencją, ART. Olsztyn, 1997.
6. MICHALSKI R., DROŻYNER P.: Modele pozyskiwania wiedzy w diagnostycznym systemie ekspertowym. Zeszyty Naukowe Politechniki Gdańskiej. Mechanika LXXV. Nr 541. 1996.
7. MICHALSKI R., DROŻYNER P.: Próba zastosowania sieci neuronowych w diagnostyce stanu dynamicznego maszyn wirnikowych. Materiały konferencyjne „Efektywność eksploatacji systemów technicznych” Olsztyn, 1997
8. MICHALSKI R., DROŻYNER P.: Metody i środki diagnozowania maszyn rolniczych. – w przygotowaniu.
9. MICHALSKI R., PIETKUN Z.: Budowa bazy wiedzy diagnostycznej dla układu hydraulicznego

kombajnu zbożowego. Zeszyty Problemowe PNR PAN Z.425, 1996.

10. MICHALSKI R., PIETKUN Z.: Metoda diagnozowania niektórych elementów układu hydraulicznego. Zeszyty Naukowe AR w Szczecinie nr 159. 1993.



Prof. dr hab. inż. Ryszard Michalski jest kierownikiem Katedry Eksploatacji Pojazdów i Maszyn oraz dziekanem Wydziału Nauk Technicznych UWM w Olsztynie.

W działalności naukowej zajmuje się diagnostyką techniczną, niezawodnością, technologią napraw i analizą systemową eksploatacji pojazdów i maszyn roboczych.



Dr inż. Przemysław Drożyner jest adiunktem w Katedrze Eksploatacji i Pojazdów i Maszyn Wydziału Nauk Technicznych UWM w Olsztynie. W działalności naukowej zajmuje się diagnostyką techniczną i systemami zarządzania jakością.

KNOWLEDGE ENGINEERING AND DIAGNOSTICS - TODAY AND TOMORROW

Wojciech MOCZULSKI

Silesian University of Technology, Department of Fundamentals of Machinery Design
Konarskiego 18a, 44-100 Gliwice, Poland, fax ++48(0)32 237 1360, email: wm@polsl.pl

Summary

The paper addresses several issues concerning knowledge engineering in the context of technical diagnostics. The goal consists in preparing, verifying, validating and then implementing domain-specific knowledge, capable of aiding diagnosticians and other personnel in operating machinery and equipment. New trends in knowledge engineering focus our attention on discovering useful knowledge from huge databases that collect process data acquired from machinery, and making this knowledge even more easily available for humans. The paper concludes with discussion about prospective potential issues for next decades of this century.

Keywords: knowledge engineering, knowledge sources, domain experts, knowledge discovery, user interface

INŻYNIERIA WIEDZY I DIAGNOSTYKA – DZISIAJ I JUTRO**Streszczenie**

W referacie omówiono kilka problemów inżynierii wiedzy widzianych w kontekście diagnostyki technicznej. Celem tego postępowania jest przygotowanie, zweryfikowanie, walidowanie a następnie zastosowanie wiedzy specyficznej dla danej dziedziny, która mogłaby wspomóc diagnostów i inny personel w prowadzeniu maszyn i urządzeń. Nowe trendy w inżynierii wiedzy skupiają naszą uwagę na odkrywaniu użytecznej wiedzy w ogromnych bazach danych zawierających dane procesowe zgromadzone dla maszyn, a także na zwiększeniu dostępności do tej wiedzy. W podsumowaniu przedstawiono przyszłe potencjalne zastosowania w kolejnych dekadach naszego wieku.

Słowa kluczowe: inżynieria wiedzy, źródła wiedzy, eksperci dziedzinowi, odkrywanie wiedzy, interfejs użytkownika

1. INTRODUCTION

Technical diagnostics deals with machinery and equipment (further on referred to as objects). Its goal is to detect, localize and diagnose possibly faults of the object under consideration. To this end, a comprehensive activity is undertaken that has been called “diagnostic testing” [1]. It includes: planning diagnostic experiments (active or passive ones), observing objects of diagnosing, collecting data and preprocessing it in order to gather evidence, and finally - diagnostic reasoning. All of these stages of diagnostic testing are in fact knowledge-intensive. Furthermore, they face the diagnostician with the need to possess comprehensive and multidisciplinary knowledge.

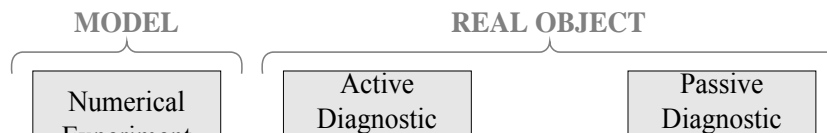
The paper addresses several issues concerning knowledge engineering in the context of technical diagnostics. The goal consists in preparing, verifying, validating and then implementing domain-specific knowledge, capable of aiding diagnosticians and other personnel in operating machinery and equipment. Of special importance are new trends in knowledge engineering that focus our attention on discovering useful knowledge from huge databases

that collect process data acquired from machinery, and making this knowledge even more easily available for humans.

The paper is composed as follows. In the next Section we argue why knowledge is required if one deals with diagnostic problems. We also point out two different types of knowledge: procedural and declarative one. In 3rd section we discuss possible knowledge sources, emphasizing importance of databases as basic today’s sources of knowledge. Section 4. deals with contemporary issues of knowledge engineering and is organized according to main knowledge sources and types of knowledge in question. Without diminishing importance of knowledge acquired from experts, particular attention is paid to learning and discovering knowledge from databases. Section 5. is concerned with future issues of knowledge engineering in technical diagnostics. The paper ends with some conclusions.

Table 1. Knowledge used during diagnostic testing

Activity/Stage	Knowledge needed	Kind of knowledge
Planning diagnostic experiments	Deep domain knowledge about the object, population of objects, faults, reliability, dynamics, causal relationships, ...	Procedural, declarative
Observing objects of diagnosing and acquiring signals, process parameters and other evidence	How to carry out measurements, which measuring points, which quantities, ...	Procedural, declarative
Preparing database	How to estimate features of signals, how to preprocess signals and features	Procedural, declarative
Diagnostic reasoning	Reasoning methods, meta-knowledge, reasoning-specific knowledge represented using some means	Procedural, declarative



2. WHY IS KNOWLEDGE NECESSARY IN TECHNICAL DIAGNOSTICS?

Needs of modern societies systematically grow up. To fulfill them, diverse processes are to be run involving availability of many technical means that allow running these processes.

Although technical means and processes they are carrying out seem to be incomparable, they have mutual properties indeed. For both these objects such requirements are put forward as: minimization of risk to humans and environment, and better performance, efficiency, respective product quality, rational cost, higher reliability of operation, fault-tolerant behavior, etc. As a result of that the objects become more complex, engaged power of drives grows, working speed of parts increases, and dimensions and/or masses and inertia increase as well. Furthermore, machinery and equipment in the most cases has to be considered as dynamic objects, while static description, without taking into account object's history, changing environment etc. seems to be

ever more and more inadequate. There is no doubt that diagnostics of processes inherently requires dynamic approach. All these factors cause systematic growth of requirements that have been faced with persons who are involved in building these technical means, and the operating them. Consider that each domain of technical activities requires definite knowledge and skill that is usually possessed by domain experts, who acquire them by learning, long-term professional activity, by observation or by studying specialist literature.

Let us consider what kind of knowledge (if any) is required to efficiently carry out the complete diagnostic testing. As it was mentioned in previous section, at least four stages may be distinguished (Table 1), completely differing from each other in kind of knowledge required to complete respective tasks. However, each stage is knowledge-intensive.

In the Table 1 two fundamentally different kinds of knowledge are enumerated: procedural and declarative one. Procedural knowledge concerns processes, while declarative one corresponds to facts:

objects, classes of objects, relationships between objects, their features and classes, attributes of objects etc. [2].

To conclude one can mention that **diagnostic testing involves multi-aspect operation on information carried by data and supported by knowledge attributable to the respective stage of the complete process**. It is obvious that knowledge is an inherent factor of this process; if no diagnostic knowledge is available, technical diagnostics cannot be carried out.

3. KNOWLEDGE SOURCES

An important problem concerns sources of knowledge required during diagnostic testing. Basically there are two fundamental knowledge sources: domain experts, and databases. Both of them may provide valuable declarative knowledge. Nowadays, procedural knowledge is acquired mainly from domain experts, while declarative knowledge is mainly acquired from data (cf. Fig. 1).

The aforesaid types of knowledge sources differ essentially. One of the most important discerning criterion consists in evaluating performance of process of knowledge acquisition from the given source, which might be expressed in quantity of elementary statements representing knowledge (e.g. rules). Taking this criterion into account it is easy to state that automatic methods of knowledge acquisition from databases are incomparably more efficient. However, experts as knowledge sources are indispensable since they provide background knowledge of the problem domain that includes objects, classes of objects, relations between objects and classes, essential attributes of objects, and more. Therefore, experts shall not be eliminated from the knowledge acquisition process.

4. KNOWLEDGE ENGINEERING IN TECHNICAL DIAGNOSTICS – TODAY

The need to acquire diagnostic knowledge was identified in the 80' of previous century [21]. Although intensive research has been started since middle 80' there are only several research centers where this work is systematically carried out, including the author's Department.

There are some actors in this process with well-defined roles. Apart from an expert (whose participation is not required), an important one is knowledge engineer who is a person that investigates the given domain, identifies essential concepts of this domain and creates for the domain a formal representation of objects and relations that occur among objects. Furthermore, he/she manages the process of knowledge acquisition, works out the knowledge base and holds long-term maintenance upon it.

4.1. Experts' Knowledge

Experts may take part directly in knowledge acquisition process (as participants). There are many

techniques for eliciting knowledge from experts, with the one based on questionnaires being still very popular. Furthermore, they may indirectly take part in the process by authoring publications, textbooks, handbooks and manuals, or even design documentation. All these publications may then be processed even without disturbing the author.

There are several models of the process introduced in [4]. Two approaches are currently used. Firstly, knowledge may be acquired from domain experts by knowledge engineers. On the other hand, a domain expert may act unaided using some tool(s) that help her/him represent her/his knowledge.

There are different techniques applied in the first case, with special interviews often accompanied with filling-in problem-oriented questionnaires being the most frequently used. However, it is worth stressing that the knowledge engineer is a specific middleman in the process. Though introduced at the early beginning of Knowledge Engineering development, this method has numerous disadvantages. Communication problems may occur for lack of domain-specific knowledge of expert and difficulties with understanding what indeed the expert explains. Further on, the knowledge engineer has to interpret the "say-how" knowledge of expert, and then represent this knowledge in the knowledge base. Nevertheless, a significant number of successful applications was implemented and is reported in accessible publications.

The second approach is more promising, since it allows overcoming several shortcomings such as communication problems and simply lack of time. Direct participation of the knowledge engineer may be avoided or at least constrained to minimum by using specialized tools that help the expert to represent her/his own knowledge and maybe skill, and write it down into the database under construction. Different kinds of tools may be used starting from a very simple one called "paper form" which is a special questionnaire that enables the expert to represent single empirical diagnostic relationships [2]. Then the relationship is rewritten and put down into the knowledge base by a knowledge engineer. A kind of more advanced tool is the so-called "electronic form" developed in the author's team according to an original concept described in [5]. This tool developed by M. Wylezoł may help the domain expert in representing not only declarative knowledge, but procedural knowledge, too [6].

4.2. Knowledge acquired from data

Nowadays, databases become important sources of declarative diagnostic knowledge. Databases may contain results of active and/or passive diagnostic experiments acquired during observations of the given object(s). Furthermore, data may be obtained during respectively planned and conducted numerical experiments. Such collections of data may be used in a semi-automatic or even automatic processing using Machine Learning (ML) or Knowledge

Discovery in Databases (KDD) and Data Mining (DM) methodology.

4.2.1. Machine Learning

Machine Learning was implemented in Technical Diagnostics in the last two decades of previous century. Several prerequisites are required in order to apply ML methodology. First of all, cases have to be represented by means of values of attributes that describe them, while a vector of attribute values – either qualitative or quantitative ones – corresponds to one single case. All examples constitute a relation of the relational database. It is required that all data be previously classified by attaching value(s) of decision attributes. Such a table of data is called “information system” (by Z. Pawlak [9]).

There are several ML methods available for knowledge acquisition in technical diagnostics, most of them being applied by the research group of the author. The most well known ones were learning covers (algorithm A^q by R. S. Michalski [7]) and induction of decision trees (algorithm TDIDT - *Top-Down Induction of Decision Trees* - by J. R. Quinlan [8]). A very useful concept has been the method of induction of rules using rough sets [9], efficiently applied in technical diagnostics by R. Nowicki et al. [10]. Detailed descriptions of the algorithms and problems encountered while acquiring knowledge using ML methods are contained in numerous source publications. They may also be found in [2]. There are other methods used in technical diagnostics, as conceptual clustering [11], induction of association rule trees (ART) [12], and the very new kernel-based learning methods such as Support Vector Machines (SVM) [13].

Let us consider the content of the given knowledge base as a diagnostic model of the object/process. Although ML methods are commonly used for building knowledge bases, they may be applied only for acquisition of static declarative knowledge. This seems to be very important constraint, since real objects and processes are inherently dynamic and considering them as static ones restricts applicability of our models to some neighborhood of the working point of the object. Furthermore, pre-classified training data are available very rare. As a result of that, modern knowledge engineering in technical diagnostics has to utilize other knowledge sources than pre-classified data.

4.2.2. Data Mining

Contemporary critical machinery is equipped with SCADA (Supervisory Control And Data Acquisition) systems that collect plenty of data on inputs, state and outputs. Although usually unclassified, they carry useful information on causal and diagnostic relationships between inputs, state and output. In general, databases of SCADA systems allow building diagnostic models of the system in

question. To this end, modern KDD and DM methodology is applied.

Prior to start discussion of application of KDD and DM methodology in technical diagnostics it is worth emphasizing that contemporary SCADA systems may collect really huge databases including gigabytes or even terabytes of data. Taking this into account, the knowledge engineer is faced with very difficult problem of “seeking knowledge in the flood of facts”¹. Only a few regularities are interested for the end-user, while billions of them, mainly of random character may be found in such a huge database. Therefore, KDD systems have to operate in automatic way, with control of the knowledge engineer reduced to minimum.

J. M. Żytkow and the author initiated a research on application of KDD methodology to technical diagnostics in 1997 [14]. This research was focused on finding regularities in data. Regularity is defined by some pattern and range within which this pattern holds. There are several kinds of regularities that are useful in technical diagnostics, such as contingency tables, associations, logical equivalences, and equations (functional regularities). The range is understood as a subset of data that satisfies some complex logical condition, which may be a conjunction of simple conditions such as inequalities.

For diagnostic needs the most useful form of regularities are equations [14]:

$$X = g(Y, U) , \quad (1)$$

where X is the object's state, U corresponds to control, and Y to output. If such regularities exist within the database or its subset, they allow exact and unambiguous predictions of object's state.

It is worth considering that results of measurements and observations are burdened with noise, incomplete, approximate and/or fuzzy. Therefore, data contained in databases are carriers of incomplete information of quantitative dependencies between attributes.

Discovery of static declarative knowledge consists of two independent stages: finding regularities, and then discovering equations. In the first stage regularities are identified by means of contingency tables. Since discovery of equations is very time consuming, contingency tables allow selecting such subsets of data (i.e. ranges) for which there is a significant chance for equations to be discovered. As it was mentioned earlier, usually millions of possible regularities occur in the database. Only the most significant ones should be selected and then processed in order to obtain functional dependencies (equations). To this end, a probability Q of event that the regularity under consideration is a kind of statistical fluctuation is evaluated. Only these regularities are taken into account, for which this prob-

¹ Title of the paper by R.S. Michalski presented on the Conference on Intelligent Information Systems in 1994.

ability $Q < 10^{-5}$ that corresponds to very small probability of event in question.

Functional dependencies may be discovered using diverse methodologies such as the exemplary one called BACON-3 [15]. This method consists in stepwise generalization of simple equations and is discussed in [2]. The process may be carried out in automatic way. However, several parameters for controlling this process have to be selected properly.

4.2.3. Applications

There are numerous applications of automated methods of knowledge acquisition from data. Some of them may be found in [2, 16, 17]. They concern acquisition of diagnostic knowledge from databases with the use of both the ML and KDD methods.

4.3. Combined approach

One of the most important issues concerns performance of knowledge acquisition process. Let us consider simple knowledge base collecting pieces of knowledge represented by means of rules. If knowledge is acquired from domain experts, it seems to be likely that no more than a few dozen of rules may be represented a day. Furthermore, adding new rules to the existing knowledge base causes even more and more difficulties, due to the necessity to assure error-free contents of the knowledge base. On the other hand, hundreds of non-contradictory rules may be learned from examples during one second.

Contemporary applications take advantage of multiple techniques. Experts provide description of the problem domain, including: important objects and processes, classes of objects, relations between classes of objects and individual objects, relevant properties, attributes and their values, etc. This stage includes creation of domain ontology and provides the most crucial knowledge about the problem domain. Although in theory it is possible to apply automatic methods for discovery of the domain description, a very important principle formulated by R. S. Michalski holds: learning may result in only slight increment of the complete amount of knowledge. Therefore, knowledge acquired "from scratch" by discovery methods does not allow solution of any complex real-world problem.

Furthermore, expert(s) may create an initial version of the knowledge base, basing upon their own knowledge and experience, possibly supported by accessible publications.

At this point all to be carried out by experts themselves would have to be done, and is the right time to start automatic methods of knowledge acquisition in databases. If there is an earlier version of knowledge base available, it may be improved by using incremental learning (Fig. 2). In remaining cases, either ML methodology (if examples are classified), or KDD methodology (otherwise) may be applied. At this phase, repeated activity of experts is of great value, since they should validate the knowl-

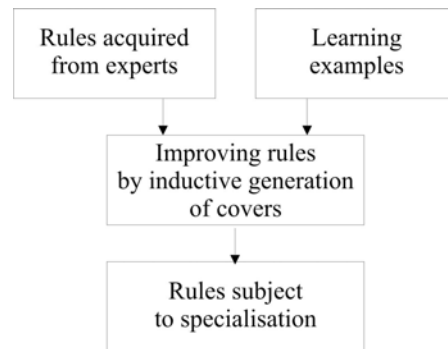


Fig. 2. Incremental learning in technical diagnostics

edge base. To this end, several iterations of knowledge acquisition process might be necessary.

Summing up, the combined approach enables knowledge engineers to take advantage of strengths of all accessible knowledge sources. It transforms the knowledge acquisition process to a really efficient one that results in the more appropriate knowledge base, which better suits the needs of diagnostic personnel and/or automated diagnostic equipment.

5. FUTURE ISSUES

Knowledge engineering plays ever more and more important role in technical diagnostics, becoming ever more popular in the community of maintenance engineers, process engineers, diagnosticians, and other. Methods of knowledge acquisition and discovery, and their practical implementations, become subject of scientific and applied research. This trend, easy to be observed within the last decade in the USA and some European countries, is going ever more and more frequently to be the subject of research in domestic centers that develop diagnostics of machinery, equipment, and processes.

There are several factors that are driving forces behind further development of knowledge engineering applications to technical diagnostics. It is no doubt that one of that is constantly increasing capability of collecting data of diverse kinds. These datasets are excellent sources of diagnostic knowledge. Other key factors are: dramatically increasing computing power, rising rate of information and data exchange between scientific, R&D, and industrial partners. But perhaps the most crucial is rapid development of Artificial Intelligence methodology and understanding their role in computer-based assistance and support to diagnostic activities. This includes, but is not limited to, application of ever more and more sophisticated methods that are the basis of operation of efficient algorithms, and, as a consequence of that, computer applications and systems operating in a distributed environment.

All the factors mentioned above and many others allow to state that knowledge engineering plays very important role in technical diagnostics. Furthermore, this role will rapidly increase.

Although several important issues were addressed through the paper, including works carried out in the author's research group in the Department of Fundamentals of Machinery Design, obviously there are several other attempts that were not taken into account. The author identified some new research topics associated with knowledge engineering and technical diagnostics [2]. These topics of different complexity are worth dealing with in the very next time. They will be addressed briefly in the following.

Acquisition of declarative knowledge from experts. Although very satisfactory and interesting results were obtained, and numerous means of aiding process of acquisition of declarative knowledge from domain experts developed in the last two decades, many problems still remain unsolved. More attention should be paid to methods that allow acquiring knowledge represented by other means, such as taxonomies, ontologies, classifications, etc.

Individual research problems concern further development of methods of aggregating knowledge acquired from various experts, and aggregating their opinions. To make knowledge acquisition process more efficient, a great effort has to be made to develop means that aid accomplishment of this process. In particular, other information carriers could be applied, such as audio and video recordings. To this end, methods of other sub-domains of artificial intelligence may help, such as pattern recognition, speech understanding, scene analysis, context-based approach, etc. Crucial group of problems includes further verification and validation of elaborated methods and supporting means. Especially important is possibly close collaboration with domain experts from outside scientific community.

Acquisition and discovery of procedural knowledge. The role of procedural knowledge in technical diagnostics was discussed through the paper. According to the author's opinion [2], the technical diagnostics community does not make aware of the need to acquire such knowledge that, if it were written down in the knowledge base, could aid carrying out complex diagnostic operations.

The need to acquire procedural knowledge of how to carry out diagnostic tests of various types of machinery is of great importance. First of all, sources of such knowledge are domain experts – skilled diagnosticians. However, other possibility may be to discover procedural knowledge from data. An example of such an attempt is given in [17], where a kind of procedural knowledge about process control is discovered in the process database collected by SCADA systems.

This new approach to acquisition of procedural knowledge requires substantial development of respective methodology and tools aiding knowledge engineering in such a field.

Acquisition of knowledge about processes. Most research whose results are known is focused on acquisition of knowledge about static objects, which are considered in the neighborhood of some working point. This approach becomes often too simplified, and resulting knowledge is too rough to find successful implementations. However, industrial databases collecting plenty of data allow applying new methodology of discovery of knowledge about control of industrial processes. It is worth stressing, though, that amount of data contained in contemporary industrial databases does not make it possible to apply traditional methods of system identification. The complete discovery process has to run autonomously, with only very limited control of knowledge engineer.

Development of methodology of knowledge discovery in databases. This field of research has enormous potential perspectives of development, because of increasing number of database systems collecting data about objects and processes. Prospective research problems may concern development of methods of discovering knowledge of qualitative character represented by means of varying means. An especially interesting application is linguistic summary of databases with considerable usage of natural language [18].

Other interesting problems concern discovering dependencies of quantitative character, with special attention paid to dependencies represented by means of multivariable functions. This field of knowledge engineering especially triggers development of new means for aiding knowledge discovery process, which could relieve the user of carrying out arduous and repeatable operations. Furthermore, ways to present discovered knowledge to the end-user should be improved.

Development of means for aiding operations within technical diagnostics. The goal is to build new applications and other means that are easy-to-use, user-friendly, require small resources, and may interchange information with the end-user using natural language and very intuitive interface. These means of aiding diagnosticians are in fact the key to break barriers that the potential users put up against common usage of intelligent systems in the technical diagnostics.

Augmented reality. This is a very new information technology, which the author is going to apply in technical diagnostics. Unlike the virtual reality that is targeted to virtual (unreal) world, the augmented reality (AR) in some sense "improves" real world by providing additional information that aids the user in completing diagnostic tasks. Pieces of information such as working instructions, evidence, rules etc. may be viewed by the user as graphically embedded within the real three-dimensional world. The real challenge to knowledge engineering is to acquire knowledge that might help the diagnostician in

perceiving causes of problems that the object or process is experienced with, and then finding optimal solution thereof.

Embedded networked sensing. One of the very new technologies introduced right now. It is based on a self-organizing network of small units called "mots" that are miniaturized microcomputers equipped with varying sensors (with respect to local requirements) and communication capabilities. Energy supplying single unit comes from miniature battery, solar cell, or e.g. from vibrations. There is no cabling necessary. Due to very low cost and in contrast high reliability, mots may autonomously create the perceiving network.

This approach has nowadays some true diagnostic implementations [19]: in an Intel factory a monitoring system is just being built whose goal is to supervise pumps and other equipment. It is expected that the cost of the complete system including 4 thousands of mots will not exceed 1 million dollars.

A very promising opportunity might be to arrange mots in a self-organizing neural network with inputs from sensors the individual nodes are equipped with. Such an intelligent system could be able to conclude about the state of the object in real time, while costs of the system could be very low, and the system itself could be fault-tolerant and reconfigurable. However, this concept needs intensive research in the very next time.

6. CONCLUSION

In the paper some important issues of knowledge engineering from the viewpoint of technical diagnostics were dealt with. Although knowledge engineering seems to be a new domain, it has found many fruitful implementations since introducing it into technical diagnostics in 80' of the previous century.

At the very beginning knowledge engineering started with developing expert systems to aid diagnosticians in their work. Today these tools remain one of the most frequently used. However, new developments of computer and information technology enable making several mile steps towards ever more friendly, reliable, fault-tolerant solutions, capable of automatic operating in harsh environment and providing right diagnostic information just to the person who requests it. To this end, a crucial role is played by respective user interface and communication ability of the systems.

The expected and anticipated forthcoming solutions of knowledge engineering problems addressed to technical diagnostics should help in achieving a very general goal what was pointed out by W. Cholewa: there is the need to create the environment called "Ambient intelligence".

Ambient Intelligence [20] is understood as an environment that is sensitive and responsive to the operation of people. From diagnostic viewpoint it

should aim at improving operation of a diagnostician in her/his environment by providing the desired functionality by means of intelligent, personalized, and interconnected systems and services. The key requirement is that the diagnostician be surrounded by many interconnected, invisibly embedded systems, which are intelligent: capable of recognizing users, adapting to their preferences, and offering natural ways of interaction. As a conclusion it is worth emphasizing that achieving such a long-term goal seems to be the most important task, to which knowledge engineering may add inherent methods, tools and knowledge.

BIBLIOGRAPHY

- [1] MOCZULSKI W.: *Metoda wibroakustycznych badań maszyn wirnikowych w warunkach rozruchu lub zatrzymywania* (in Polish). PhD dissertation, Institute of Mechanics and Fundamentals of Machinery Design, Silesian University of Technology, Gliwice 1984.
- [2] MOCZULSKI W.: *Diagnostyka techniczna. Metody pozyskiwania wiedzy* (in Polish). Silesian University of Technology, Gliwice 2002.
- [3] MOCZULSKI W.: Methodology of Diagnostic Knowledge Acquisition. *Bulletin of the Polish Academy of Sciences – Technical Sciences*, 49(2):337–357, 2001.
- [4] BUCHANAN B. G. et al.: *Constructing an Expert System*. [In:] F. Hayes-Roth, D. A. Waterman (Eds.), *Building Expert Systems*. Addison-Wesley, Reading, 1983.
- [5] MOCZULSKI W.: Metody akwizycji wiedzy diagnostycznej (in Polish). *XXIII Sympozjum "Diagnostyka Maszyn"*. Proceedings, pp. 44–49, Silesian University of Technology, Institute of Transport, Katowice, 1996.
- [6] WYLEŻOŁ M.: *Metody pozyskiwania procedur i relacji diagnostycznych od specjalistów w dziedzinie eksploatacji maszyn* (in Polish). PhD dissertation, Silesian University of Technology, Department of Fundamentals of Machinery Design, Gliwice, 2000.
- [7] MICHALSKI R. S.: A Theory and Methodology of Inductive Learning. *Artificial Intelligence*, 20:111–161, 1983.
- [8] QUINLAN J. R., Induction of Decision Trees, *Machine Learning*, 1(1986), No. 1, pp. 81-106.
- [9] PAWLAK Z.: *Rough Sets. Theoretical Aspects of Reasoning About Data*. Kluwer, 1991.
- [10] NOWICKI R., SŁOWIŃSKI R., STEFANOWSKI J.: Rough Sets Analysis of Diagnostic Capacity of Vibroacoustic Symptoms, *Computers Math. Applic.*, 24 (1992), No. 7, pp. 109-123.
- [11] FISHER D. H.: Knowledge Acquisition Via Incremental Conceptual Clustering, *Machine Learning*, 2(1987), No. 2, pp. 139-172.
- [12] BERZAL F. et al.: ART: A Hybrid Classification Model, *Machine Learning*, 54(2004), No. 1, pp. 67-92.

- [13] CRISTIANINI N., SHAWE-TAYLOR J.: *An Introduction to Support Vector Machines*, Cambridge University Press, 2000.
- [14] MOCZULSKI W., ŻYTKOW J. M.: Automated Search for Knowledge on Machinery Diagnostics. *Intelligent Information Systems. Proceedings of the Conference IIS'97*, pp. 194–203, Warszawa, 1997.
- [15] LANGLEY P., SIMON H. A., BRADSHAW G. L., ŻYTKOW J. M.: *Scientific Discovery: Computational Explorations of the Creative Processes*. MIT Press, Cambridge, MA, 1987.
- [16] P. Kostka. *Metody klasyfikacji postaci kinostatycznych linii wałów maszyn wirnikowych* (in Polish). PhD dissertation, Silesian University of Technology, Department of Fundamentals of Machinery Design, Gliwice, 2001.
- [17] SZULIM R.: *Metoda pozyskiwania wiedzy do wspomagania prowadzenia złożonego procesu technologicznego* (in Polish). PhD dissertation, University of Zielona Góra, Institute of Electrical Metrology, Zielona Góra, 2004.
- [18] ZADEH L. A., KACPRZYK J. (Eds.) *Computing with Words in Information/Intelligent Systems*, Series: Studies in Fuzziness and Soft Computing, Vol. 33, Springer, 1999.
- [19] CULLER D. E., MULDER H.: *Smart Sensors to Network the World*, Scientific American, June 2004.
- [20] VAN LOENEN E. J.: *Ambient Intelligence*. http://www.grenoble-soc.com/speaker_Loenen.htm
- [21] CHOLEWA W., PEDRYCZ W.: *Systemy doradcze* (in Polish). Textbook No. 1447. Silesian University of Technology, Gliwice, 1987.



Wojciech MOCZULSKI is professor of Mechanical Engineering at the Silesian University of Technology at Gliwice. His research is focused on technical diagnostics of machinery and processes, and artificial intelligence, with special attention paid to Knowledge Engineering. He is author or

co-author of more than 150 books, articles published in scientific journals and conference proceedings. His most recent work is connected with modeling objects and processes using soft techniques. He is a member of the Board of Polish Society of Technical Diagnostics.

SZACOWANIE DOKŁADNOŚCI DIAGNOZOWANIA KONTROLNEGO PODZESPOŁU SILNIKA OKRĘTOWEGO

Jan MONIETA

Instytut Technicznej Eksploatacji Siłowni Okrętowych, Akademia Morska, ul. Wały Chrobrego 2,
70-500 Szczecin, fax: (091) 48 09 575, e-mail: jmonieta@wsm.szczecin.pl

Streszczenie

W referacie przedstawiono metodę określenia błędów systematycznych i niepewności przypadkowych toru pomiarowego diagnostyki kontrolnej na przykładzie wtryskiwacza silnika okrętowego. Uwzględniono w niej wpływ niedokładności pomiaru i regulacji parametrów funkcjonowania systemu wtryskowego na końcowy wynik dokładności symptomu diagnostycznego. Sumaryczne błędy obliczono dla różnych parametrów diagnostycznych w dziedzinie czasu, amplitudy i częstotliwości. Wielkość błędu może być jednym z kryteriów wyboru najbardziej przydatnych parametrów diagnostycznych.

Słowa kluczowe: diagnostyka kontrolna, system wtryskowy, dokładność pomiaru

VALUE OF CONTROL DIAGNOSIS ACCURACY OF SUB-ASSEMBLES OF THE MARINE DIESEL ENGINES

Summary

In the paper introduced methods to qualify of systematic errors and accidental uncertainties of measurement line of the control diagnostic on example injector of marine diesel engines. There have been accounted effect inaccuracy measurement and regulation parameters of order of the injection systems on the final results accuracy of diagnostic symptom. Total errors calculated for different diagnostic parameters in domain time, amplitude and frequency. Quantity of errors may be it in one criterions of selection most suitable of diagnostic parameters.

Keywords: control diagnostic, injection system, measurement accuracy

1. WSTĘP

Wielkość zmierzona obarczona jest zawsze błędem, wynikającym między innymi z niedokładności metody i przyrządów pomiarowych, wpływu zewnętrznych czynników (temperatury, ciśnienia, wilgotności) oraz indywidualnych cech mierzącego operatora. Wpływ rozmaitych czynników na wynik pomiaru jest różny, dlatego nie otrzymuje się dokładnej wartości mierzonej wielkości, lecz pewne jej przybliżenie. Wartość rzeczywista wielkości mierzonej jest w praktyce nieosiągalna. Wynik pomiaru podany bez określenia wartości towarzyszącego mu błędu jest bezwartościowy [1, 3, 5].

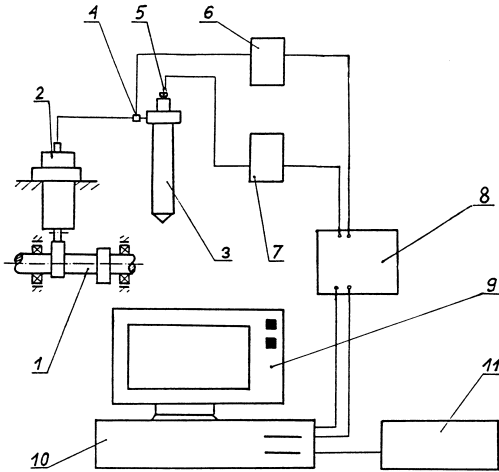
Decyzje diagnostyczne oparte są na pomiarach różnych symptomów i parametrów diagnostycznych, które również obciążone są błędami. W pracy, zatem przedstawiono przykładowe szacowanie błędu średniego kwadratowego metody diagnostycznej.

2. OBIEKT BADAŃ

Przykładowy sposób szacowania błędów i niepewności przypadkowych dotyczy stanowiska i metody diagnozowania wtryskiwaczy silników okrętowych na etapie wytwarzania lub obsługiwanego na stanowisku kontrolnym poza silnikiem (rys.1).

W metodzie tej wykorzystuje się tzw. stół probierczy składający się z podzespołów dostarczających paliwo zasilające o temperaturze t , pod ciśnieniem p_z , zapewniający napęd wału rozrządu z prędkością obrotową n . Dawka wtryskiwanego paliwa przez wtryskiwacz o ciśnieniu otwarcia p_o regulowana jest za pomocą dźwigni paliwowej o nastawie N . Każdy z wymienionych parametrów regulowany i osiągany jest z określoną dokładnością, co również wpływa na ostateczny błąd wielkości wynikowej, czyli symptomu diagnostycznego.

Tor pomiarowy składa się z przyrządów pomiarowych o określonych klasach dokładności, wpływając na ostateczny błąd pomiaru wielkości wynikowej.



Rys. 1. Schemat diagnostycznego stanowiska badawczego układu wtryskowego: 1 – wał rozrządu, 2 – pompa wtryskowa, 3 – wtryskiwacz, 4 – czujnik ciśnienia w przewodzie wtryskowym, 5 – czujnik drgań iglicy, 6 – wzmacniacz ciśnienia, 7 – wzmacniacz drgań, 8 – przetwornik analogowo-cyfrowy, 9 – monitor, 10 – komputer, 11 – drukarka

3. ANALIZA BŁĘDÓW

3.1. Metoda szacowania systematycznych błędów względnych maksymalnych parametrów funkcjonowania układu wtryskowego

Błędy maksymalne popełnione w badaniach diagnostycznych wtryskiwaczy silników okrętowych oceniano na podstawie największego uchybu odczytu, zależnego od klasy dokładności przyrządu oraz od przedziału wielkości mierzonych wartości [1, 3, 5]. Poniżej zaprezentowano tok szacowania wielkości błędów względnych pomiarów.

Błąd względny maksymalny pomiaru temperatury paliwa zasilającego można określić zależnością:

$$\delta(t_p) = \frac{\Delta t_p}{t_p} 100\% = 100\% \sqrt{\left(\frac{\Delta t}{t}\right)^2 + \left(\frac{\Delta t_{zn}}{t_{zn}}\right)^2}$$

(1)

gdzie:

- Δt – działka elementarna na skali termometru,
- t – zakres pomiarowy termometru,
- Δt_{zn} – nieczułość znamionowa ultratermostatu (zbiornika paliwa),
- t_{zn} – zakres ultratermostatu.

Błąd względny maksymalny pomiaru ciśnienia zasilania pompy wtryskowej wyznaczono z wzoru:

$$\delta(p_z) = \frac{\Delta p_z}{p_z} 100\% \quad (2)$$

gdzie:

- Δp_z – graniczny dopuszczalny błąd bezwzględny manometru,
- p_z – zakres pomiarowy manometru.

Błąd względny maksymalny nastawy paliwowej:

$$\delta(N) = \frac{\Delta N}{N} 100\% \quad (3)$$

gdzie:

- ΔN – działka elementarna głębokościomierza suwmiarkowego regulacji dawki,
- N – zakres regulacji nastawy paliwowej pompy wtryskowej

Błąd względny maksymalny pomiaru prędkości obrotowej wału rozrządu:

$$\delta(n) = \frac{\Delta n}{n} 100\% = \sqrt{\left(\frac{\Delta n_o}{n_o}\right)^2 + \left(\frac{\Delta n_n}{n_n}\right)^2} \quad (4)$$

gdzie:

- Δn_o – uchyb pomiaru prędkości obrotowej,
- n_o – zakres pomiarowy obrotomierza,
- Δn_n – założone dopuszczalne odchylenie prędkości obrotowej,
- n_n – zakres zmian prędkości obrotowej.

Błąd względny maksymalny regulacji ciśnienia otwarcia wtryskiwacza można obliczyć

$$\text{następująco: } \delta(p_o) = \frac{\Delta p_o}{p_{o \max}} 100\% \quad (5)$$

gdzie:

- Δp_o – graniczny dopuszczalny błąd bezwzględny manometru,
- $p_{o \max}$ – zakres pomiarowy manometru.

Wynikowy błąd względny maksymalny parametrów wtrysku paliwa C_w określono:

$$\delta(C_w) = 100\% \left\{ \left(\frac{\Delta t_p}{t_p}\right)^2 + \left(\frac{\Delta p_z}{p_z}\right)^2 + \left(\frac{\Delta N}{N}\right)^2 + \left(\frac{\Delta n}{n}\right)^2 + \left(\frac{\Delta p_o}{p_o}\right)^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (6)$$

W dalszej kolejności oszacowano sumaryczne błędy torów pomiarowych parametrów diagnostycznych.

3.2. Metoda szacowania sumarycznych błędów systematycznych sygnałów pomiarowych

Oszacowano jakościowo sumaryczne błędy toru przetwarzania sygnałów, a następnie wyznaczania poszczególnych parametrów diagnostycznych.

Błąd względny maksymalny filtra dolnoprzepustowego wynosi:

$$\delta(F_d) = 100\% \sqrt{\left(\frac{\Delta F_d}{F_d}\right)^2} \quad (7)$$

gdzie:

ΔF_d – sumaryczny bezwzględny uchyb tłumienia filtra dolnoprzepustowego,
 F_d – napięcie odniesienia.

Błąd względny maksymalny przetwornika analogowo-cyfrowego obliczono następująco:

$$\delta(AC) = 100\% \sqrt{\left(\frac{\Delta AC}{AC}\right)^2} \quad (8)$$

gdzie:

ΔAC – błąd bezwzględny przetwornika analogowo-cyfrowego,
 AC – liczba wszystkich bitów.

Błędy względne maksymalne poszczególnych członów przetwarzających C_p określono wzorem:

$$\delta(C_p) = 100\% \sqrt{\left(\frac{\Delta_{gc}}{x_{gc} - x_{dc}}\right)^2 + \left(\frac{\Delta_{gw}}{x_{gw} - x_{dw}}\right)^2} \quad (9)$$

gdzie:

Δ_{gc} i Δ_{gw} – graniczny dopuszczalny błąd bezwzględny czujnika i wzmacniacza,
 $(x_{gc} - x_{dc})$ i $(x_{gw} - x_{dw})$ – zakres pomiarowy czujnika i wzmacniacza.

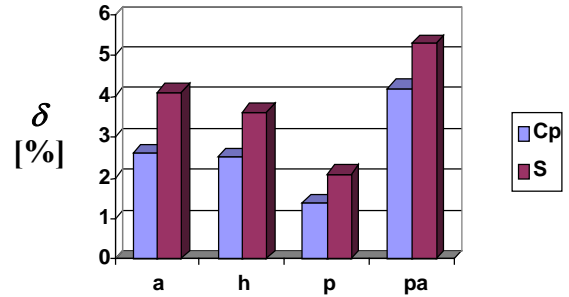
Błąd względny maksymalny poszczególnych torów pomiarowych sygnałów diagnostycznych S :

$$\delta(S) = \sqrt{[\delta(C_w)]^2 + \delta(C_p)^2} \quad (10)$$

Wartości błędów względnych maksymalnych poszczególnych członów przetwarzających oraz sygnałów diagnostycznych przedstawiono na rys 2.

Otrzymane systematyczne błędy maksymalne poszczególnych członów przetwarzających

i sygnałów diagnostycznych są istotnie zróżnicowane. Wyniki oszacowania błędów posłużyły również do odrzucenia sygnałów ciśnienia akustycznego po badaniach wstępnych, jako najmniej przydatnych.



Rys. 2. Wartości systematycznych błędów względnych maksymalnych δ poszczególnych członów przetwarzających C_p i sygnałów diagnostycznych S : ciśnienia akustycznego p_a , ciśnienia w przewodzie wtryskowym p , przemieszczeń h i przyspieszeń iglicy rozpylacza a

3.3. Metoda szacowania niepewności przypadkowych parametrów diagnostycznych

Błąd średni kwadratowy (odchylenie standardowe) parametru diagnostycznego oblicza się z zależności:

$$\sigma(S_p) = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (S_{pi} - \bar{S}_p)^2} \quad (11)$$

gdzie:

S_p – parametr diagnostyczny,
 S_{pi} – i -ta wartość parametru diagnostycznego,
 \bar{S}_p – wartość średnia parametru.

Błąd bezwzględny średni kwadratowy średniej arytmetycznej parametru diagnostycznego, na który duży wpływ wywiera liczba powtórzonych pomiarów może mieć postać:

$$\sigma_s(S_p) = \frac{\sigma(S_p)}{\sqrt{n}} \quad (12)$$

Błąd względny średni kwadratowy średniej arytmetycznej parametru diagnostycznego wynosi:

$$\bar{\sigma}_s(S_p) = \frac{\sigma_s(S_p)}{\bar{S}_p} 100\% \quad (13)$$

Dla większej pewności ostatecznego wyniku pomiaru można przyjąć wartość $2\bar{\sigma}_s(S_p)$ z prawdopodobieństwem 95,4% lub $3\bar{\sigma}_s(S_p)$ z

prawdopodobieństwem 99,7%, jako niepewność oznaczenia wielkości S_p [1, 3].

Metoda polega na określeniu średniego względnego błędu kwadratowego $\bar{\sigma}_c(S_p)$, na który składa się błąd przypadkowy obliczany ze wzoru (13) oraz błąd systematyczny obliczany ze wzoru (10). Obydwa rodzaje błędów dodaje się dla pomiarów bezpośrednich według wzoru [5/52]:

$$\bar{\sigma}_c(S_p) = \sqrt{[\bar{\sigma}(S_p)]^2 + \frac{1}{3}[\delta(S_p)]^2} \quad (14)$$

Błąd wynikowy względny średni kwadratowy średniej arytmetycznej pomiaru, będącego funkcją pomiarów bezpośrednich, gdy parametr wynikowy jest funkcją wartości średnich arytmetycznych parametrów mierzonych bezpośrednio $S_{pw} = f(S_{pxs}, S_{pys}, S_{pzs} \dots)$, obliczono ze wzoru:

$$\bar{\sigma}_c(S_{pw}) = 100\% \left\{ \left[\frac{\partial S_{pw}}{\partial x} \frac{\sigma_s(S_{px})}{S_{pw}} \right]^2 + \left[\frac{\partial S_{pw}}{\partial y} \frac{\sigma_s(S_{yy})}{S_{yw}} \right]^2 + \left[\frac{\partial S_{pw}}{\partial z} \frac{\sigma_s(S_{pz})}{S_{pw}} \right]^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (15)$$

Oszacowane przykładowe wartości sumarycznych względnych błędów względnych obwiedni pierwszych sześciu składowych widm, dla sygnałów ciśnienia w przewodzie wtryskowym i przemieszczenia iglicy, zestawiono w tabeli 1.

Tabela 1. Zestawienie wartości sumarycznych błędów względnych pierwszych sześciu amplitud obwiedni składowych widm H sygnałów ciśnienia p i przemieszczeń iglicy h

Rodzaj błędu	Jednostka	Sygnał diagnostyczny	
		p	h
$\bar{\sigma}_c(H_1)$	[%]	$\pm 2,2$	$\pm 3,6$
$\bar{\sigma}_c(H_2)$	[%]	$\pm 2,2$	$\pm 3,7$
$\bar{\sigma}_c(H_3)$	[%]	$\pm 2,2$	$\pm 3,6$
$\bar{\sigma}_c(H_4)$	[%]	$\pm 3,5$	$\pm 3,5$
$\bar{\sigma}_c(H_5)$	[%]	$\pm 2,7$	$\pm 3,5$
$\bar{\sigma}_c(H_6)$	[%]	$\pm 2,9$	$\pm 3,6$

Jeżeli badana wielkość obarczona jest w głównej mierze błędem przypadkowym, to wynik średniej podaje się wraz z odpowiednim przedziałem ufności [2, 3, 4, 5]. Jeśli prawdopodobieństwo ma wynosić 99,7%, wówczas szerokość przedziału ufności będzie równa $\pm 3 \bar{\sigma}_s$.

4. PODSUMOWANIE

Z zamieszczonych przykładowo wyników w tabeli 1 wynika, że wartości błędów i niepewności symptomów i parametrów diagnostycznych nie przekraczają $\pm 5\%$.

Sumaryczny błąd metody można zmniejszyć stosując przyrządy pomiarowe o wyższych klasach dokładności. Wiąże się to z większymi kosztami poniesionymi na zakup dokładniejszych przyrządów.

Stosowane metody są wystarczająco dokładne, ponieważ sumaryczny błąd metody nie powinien przekroczyć 5% w technice cieplnej oraz 10% w badaniach silników spalinowych [1, 3].

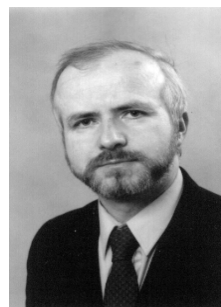
Można stwierdzić również, że uśrednianie wyników wpływa na zmniejszenie wartości sumarycznych błędów względnych parametrów diagnostycznych. Przy wyborze najbardziej przydatnych symptomów diagnostycznych istotnym kryterium może być dokładność wyznaczania danego symptomu.

W badaniach oszacowano również dokładności oszacowania błędów i niepewności dawkowania paliwa oraz pomiaru cech stanu technicznego.

LITERATURA

- [1] Bogusławski L. [red.]: Ćwiczenia laboratoryjne z mechaniki płynów. Wyd. Politechniki Poznańskiej, Poznań 1999.
- [2] Cempel. C.: Wibroakustyka stosowana. PWN, Warszawa 1989.
- [3] Serdecki W.: Badania silników spalinowych. Laboratorium. Wyd. Politechniki Poznańskiej, Poznań 1998.
- [4] Strzałkowski A., Śliżyński A.: Matematyczne metody opracowania wyników pomiarów. Wyd. 3 PWN, Warszawa 1978.
- [5] Szydłowski H.: Pracownia fizyczna. PWN, Warszawa 1989.

Praca naukowa finansowana ze środków Komitetu Badań Naukowych w 2003/2004 roku jako projekt badawczy nr 5T12D 00524.



Dr inż. Jan MONIETA jest absolwentem Wydziału Maszyn Roboczych i Pojazdów Politechniki Poznańskiej. Pracuje na stanowisku adiunkta w Zakładzie Siłowni Okrętowych Akademii Morskiej w Szczecinie. W pracy naukowej zajmuje się problemami eksploatacji siłowni okrętowych, a zwłaszcza silników spalinowych. Jest autorem i współautorem ponad 60 publikacji i referatów.

ZINTEGROWANY SYSTEM INFORMATYCZNY STEROWANIA POJAZDÓW

Stanisław NIZIŃSKI, Sławomir WIERZBICKI

Katedra Eksploatacji Pojazdów i Maszyn, Wydział Nauk Technicznych, UWM w Olsztynie
ul. Oczapowskiego 11, 10-736 Olsztyn, e-mail: slawekw@uwm.edu.pl

Streszczenie

Niniejsza praca jest poświęcona wybranym problemom związanym z zastosowaniem systemów informatycznych w transporcie samochodowym. Rozpatrzono następujące zagadnienia: pojazd jako mechatroniczny system automatycznej regulacji, zintegrowany informatyczny system zarządzania eksploatacją pojazdów. Przedstawiono koncepcję zintegrowanego informatycznego sterowania pojazdów.

Słowa kluczowe: mechatroniczny system automatycznej kontroli, system informatyczny

INTEGRATED IT SYSTEM FOR VEHICLE CONTROL

Summary

Paper presents some aspects of IT system implementation into vehicle transport. The following issues were discussed: vehicle as mechatronic system of automatic control, integrated IT system of vehicle operation management. The concept of integrated IT system for vehicle control was presented.

Key words: mechatronic system of automatic control, IT system

1. WPROWADZENIE

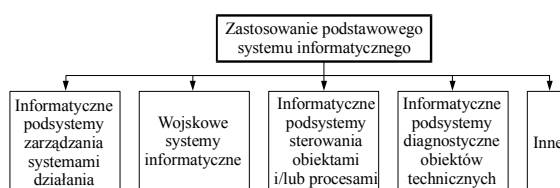
Dla potrzeb niniejszej pracy wprowadzono pojęcie podstawowego systemu informatycznego, który zdefiniowano następująco:

$$I_p = \langle H, P, B, K, R_{HP} \rangle \quad (1)$$

gdzie:

- H – sprzęt techniczny;
- P – oprogramowanie;
- B – bazy danych;
- K – sieć telekomunikacyjna;
- R_{HP} – relacje.

Podstawowy system informatyczny w zależności do potrzeb może być wykorzystany do zarządzania dowolnymi systemami działania, sterowania obiektami lub procesami, może być elementem podsystemu diagnostycznego urządzeń technicznych lub realizować inne funkcje (rys. 1). Podkreślić jednak należy, że w zależności od przeznaczenia tegoż systemu będzie on miał swoje charakterystyczne cechy i różnorodność w zakresie sprzętu, oprogramowania, baz danych, a także sieci telekomunikacyjnych, w tym komputerowych.



Rys. 1. Zastosowanie podstawowego systemu informatycznego w działalności ludzi

Niniejsza praca została poświęcona wybranym problemom związanym z zastosowaniem systemów informatycznych w transporcie samochodowym dotyczącym samochodu inteligentnego, jego logistyki, eksploatacji i diagnostyki.

2. INTELIGENTNY SAMOCHÓD

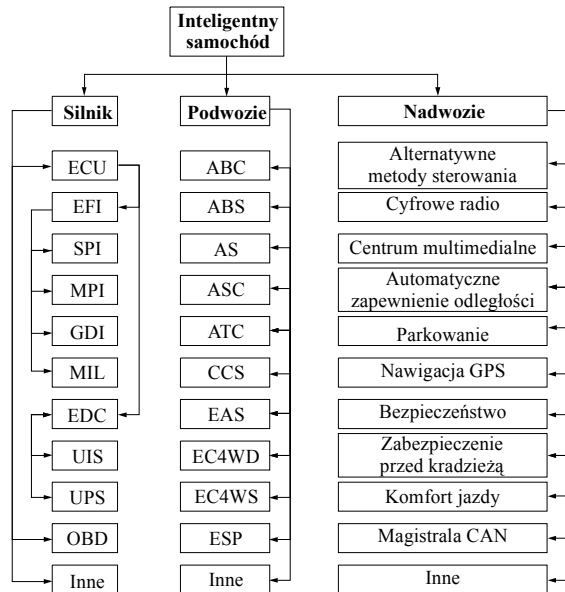
Inteligentny pojazd samochodowy jest to obiekt techniczny o następujących właściwościach [5]:

- samoczynnie utrzymuje określony wysoki poziom bezpieczeństwa pasażerów;
- ogranicza wpływ szkodliwych czynników (spaliny, hałas) na środowisko naturalne;
- samoczynnie dopasowuje się do istniejących oporów ruchu;
- zabezpiecza wysoki poziom usług logistycznych, eksploatacyjnych i diagnostycznych.

Uzyskanie wymienionych właściwości jest możliwe, jeżeli potraktuje się pojazd mechaniczny jako system mechatroniczny automatycznej regulacji. Każdy system automatycznej regulacji zawiera co najmniej trzy elementy podstawowe: pomiarowy, sterujący i wykonawczy. Elementy te tworzą człony

operacyjne regulatora, a łącznie z obiektem regulacji stanowią układ regulacji automatycznej, ze sprzężeniem zwrotnym. W ogólnym przypadku przez sterowanie będziemy rozumieli taką zmianę wejść, która zapewni osiągnięcie celu rozpatrywanego systemu [1, 2, 4].

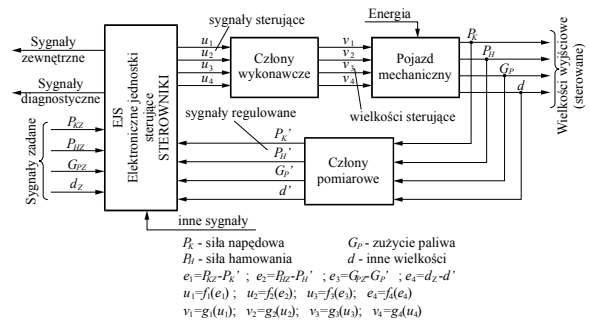
W ostatnich latach obserwuje się ogromny rozwój pojazdów samochodowych w aspekcie jakościowym. Oznacza to wprowadzenie do pojazdu wielu nowych układów takich jak (rys. 2): bezpieczeństwa, elektroniczno-informatycznych, specjalnych i innych. Ilustrację graficzną pojazdu jako systemu mechatronicznego automatycznej regulacji przedstawiono na rys. 3. Człony pomiarowe systemu mierzą takie wielkości jak: siła napędowa P_K , siła hamowania P_H , zużycie paliwa G_p , inne d . Mierzone mogą być inne wielkości pośrednie. Zmierzone wartości P_K' , P_H' , G_p' , d' tych wielkości są przekazywane do elektronicznych jednostek sterujących (sterowników), gdzie porównywane są z wartościami wielkości zadanych P_{KZ} , P_{HZ} , G_{pZ} , d_z .



Rys. 2. Niektóre układy specjalne inteligentnego samochodu:

- ECU Engine Control Unit – moduł (jednostka) sterowania silnikiem;
 EFI Electronic Fuel Injection – elektroniczny wtrysk paliwa,
 SPI Single Point Injection – jednopunktowy wtrysk paliwa do kolektora dolotowego,
 MPI Multi Point Injection – wielopunktowy wtrysk paliwa do kolektora dolotowego,
 GDI Gasoline Direct Injection – bezpośredni wtrysk paliwa do komory spalania (zapłon iskrowy),
 MIL Malfunction Indicator Light – sygnalizator (lampka) uszkodzenia układu kontroli czystości spalin,

- EDC Electronic Diesel Control – elektroniczny wtrysk paliwa w silnikach o zapłonie samoczynnym,
 UIS Unit Injector System – pompowtryskiwacz,
 UPS Unit Pump system – pompa – przewód – wtryskiwacz na każdy cylinder,
 ABS Anti Blok System – układ przeciwblokujący hamulców,
 AS Active Suspension – zawieszenie aktywne,
 ASC Antil Slip Control – układ regulacji przeciwpoślizgowej,
 ATC Automatic Transmission Control – układ automatycznej zmiany przełożeń,
 CCS Cruise Control System – układ regulacji prędkości jazdy,
 EAS Electronically Assisted Steering – elektroniczne wspomaganie układu kierowniczego,
 EC4WD Electronically Controlled 4 Wheel Drive – elektroniczne sterowanie napędem czterech kół,
 EC4WS Electronically Controlled 4 Wheel Steering – elektroniczne sterowanie skrętem czterech kół,
 ESP Electronic System Position – układ stabilizacji toru jazdy



Rys. 3. Pojazd jako mechatroniczny system automatycznej regulacji [5]

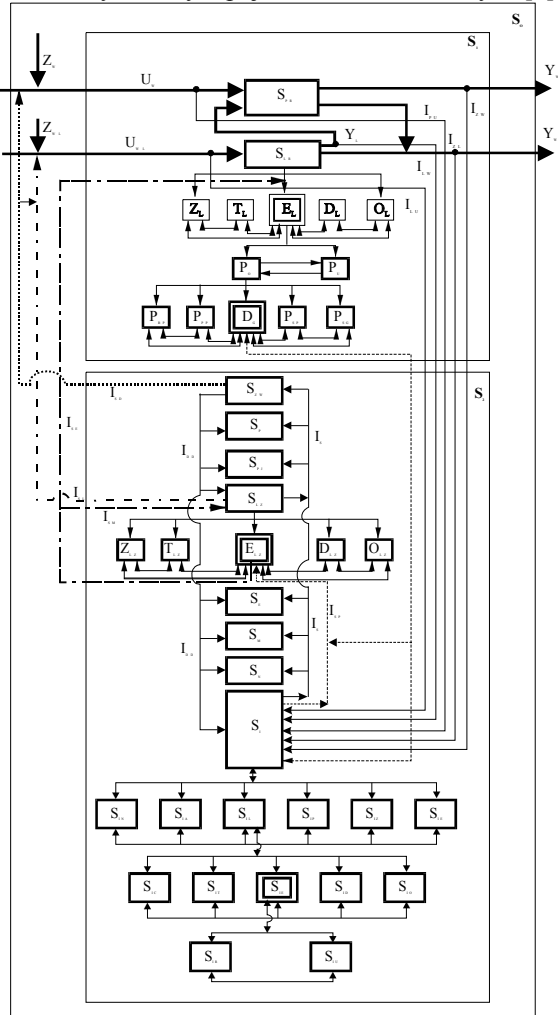
Wynikiem tej operacji jest ustalenie sygnałów uchybu e_1, e_2, e_3 i e_4 . Sygnały uchybu są przetwarzane w sterownikach na sygnały sterujące u_1, u_2, u_3, u_4 , które oddziałują na człony wykonawcze, a te z kolei generują wielkości v_1, v_2, v_3, v_4 sterujące, bezpośrednio oddziałujące na obiekt regulowany, z reguły mechaniczny.

3. ZINTEGROWANY SYSTEM INFORMATYCZNY ZARZĄDZANIA EKSPLOATACJĄ POJAZDÓW

Współczesna eksploatacja pojazdów mechanicznych powinna być realizowana w oparciu o kryteria stanu obiektów i kosztów z wykorzystaniem informatycznych systemów zarządzania: ewidencyjnych, informowania

kierownictwa, wspomaganie decyzji ekspertowych i zintegrowanych.

Na rys. 4 przedstawiono dowolny system działania (np. przedsiębiorstwo budowy maszyn, rolnicze, usługowe) z wyróżnionym zintegrowanym, informatycznym systemem zarządzania logistyką eksploatacyjną i diagnostyką obiektów technicznych, w tym pojazdów samochodowych [3].



Rys. 4. Ilustracja miejsca informatycznego podsystemu zarządzania eksploatacją obiektów technicznych w systemie działania:

Opis symboli na rysunku 4:

- S_0 - system działania (np. przedsiębiorstwo przemysłowe, rolnicze, jednostka budżetowa)
- S_1 - podsystem sterowany (robotyczny, wykonawczy);
- S_2 - podsystem sterujący (zarządzania);
- S_{PR} - podsystem robotyczny np. wyrobów, usług, sprzedaży;
- S_{LR} - robotyczny podsystem logistyczny;
- Z_L, T_L, E_L, D_L, O_L - odpowiednio podsystemy: zasilania, transportowy, eksploatacji, dystrybucji, ochrony środowiska;
- P_O - podsystem obsługiwaną;
- P_U - podsystem użytkownika;

- $P_{BP}, P_{PP}, P_{SP}, P_{SG}$ - odpowiednio podsystemy: obsługiwaną i napraw bieżących, przechowywania, napraw średnich, napraw głównych;
- D_g - podsystem diagnostyczny;
- S_{ZW} - podsystem zarządzania szczebla najwyższego;
- S_p - podsystem zarządzania produkcją lub/i usługami;
- S_{PJ} - podsystem zarządzania jakością produkcji lub/i usług;
- S_{LZ} - podsystem zarządzania logistyką;
- $Z_{LZ}, T_{LZ}, E_{LZ}, D_{LZ}, O_{LZ}$ - odpowiednio podsystemy zarządzania: zasilaniem, transportem, eksploatacją, dystrybucją, ochroną środowiska;
- S_E - podsystem ekonomiczny;
- S_N - inne podsystemy;
- S_I - podsystem informacyjny (informatyczny);
- U_W - wejście podsystemu roboczego;
- Z_W - zakłócenia podsystemu roboczego;
- Y_{WL} - wyjście podsystemu roboczego realizowane przez podsystem dystrybucji;
- Y_L - wyjście podsystemu logistycznego;
- $S_{IE}, S_{IZ}, S_{IP}, S_{IL}, S_{IA}, S_{IN}$ - odpowiednio podsystemy informatyczne systemów: ekonomicznego, zarządzania systemem działania, produkcji lub/i usług, logistycznego, administracji, innych;
- $S_{IE}, S_{ID}, S_{IO}, S_{IT}, S_{IC}, S_{IU}, S_{IR}$ - odpowiednio podsystemy informatyczne systemów: eksploatacji, dystrybucji, ochrony środowiska, transportu, zaopatrzenia, użytkownika, obsługiwaną;
- $I_{LU}, I_{LW}, I_{PU}, I_{ZL}, I_{ZW}$ - odpowiednio informacje o: stanie zewnętrznych zasileń logistycznych, stanie logistycznego zabezpieczenia produkcji (usług), stanie oddziaływania otoczenia na produkcję (usługi), stopniu realizacji zadań;
- I_S - informacje przetworzone przez system informatyczny;
- I_{SD}, S_{DD} - decyzje podsystemu zarządzania szczebla najwyższego;
- I_{SL} - decyzje kierownika logistyki;
- I_{SE} - decyzje kierownika eksploatacji

Centralne miejsce w systemie działania, w aspekcie obiegu informacji i stanie obiektów technicznych zajmuje podsystem diagnostyczny D_g .

Podsystem diagnostyczny D_g zbiera informacje o stanie wszystkich obiektów technicznych, które funkcjonują w systemie działania. Informacje I_{ST} o stanie obiektów technicznych są przesyłane do podsystemu informacyjnego S_I systemu działania S_0 , gdzie są przetwarzane (informacje I_{SP}) do postaci potrzebne podsystemowi zarządzania E_{LZ} eksploatacją obiektów. Podkreślić należy, że w podsystemie diagnostycznym D_g informacje o stanie obiektów technicznych mogą być przetworzone i dostarczone bezpośrednio do podsystemu

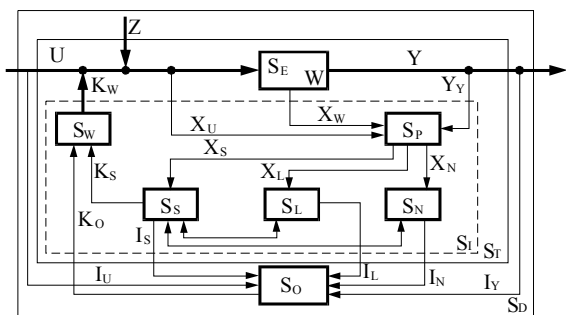
informatycznego S_I . Jest to uwarunkowane organizacją systemu informatycznego (informatycznego) danego systemu działania.

Podsystem zarządzania E_{LZ} eksploatacją obiektów technicznych przekazuje do podsystemu zarządzania S_{LZ} logistyki, meldunki I_{SM} o stanie urządzeń technicznych. Jednocześnie podejmuje decyzje I_{SE} w zakresie obsługi, naprawy bieżącej, naprawy średniej, sprzedaży lub likwidacji urządzeń technicznych. Podsystem S_{LZ} przekazuje informacje I_S o stanie obiektów technicznych do innych podsystemów (np. S_p , S_{PJ} , S_E), a także do podsystemu zarządzania S_{ZW} szczebla najwyższego. Podsystem S_{LZ} podejmuje również decyzje I_{SL} w zakresie utrzymania obiektów technicznych w stanie zdolności funkcjonalnej i w stanie zdolności zadaniowej. Decyzje I_{SD} w tym zakresie powinien podejmować także podsystem S_{ZW} .

Przedstawiony obieg informacji o stanie obiektów technicznych w systemie działania wymaga zrealizowania w celu prowadzenia praktycznej działalności dotyczącej utrzymania obiektów technicznych (pojazdów) w ruchu. Do osiągnięcia tego celu jest niezbędne pełne włączenie informacji o stanie obiektów technicznych, w obiegu informacji o funkcjonowaniu systemu działania, ze szczególnym uwzględnieniem procesu podejmowania decyzji na szczeblu najwyższym.

4. ZINTEGROWANY SYSTEM INFORMATYCZNY STEROWANA POJAZDÓW

W chwili obecnej, w pojeździe samochodowym istnieje wiele podsystemów informatycznych (np. sterowników) nie całkowicie ze sobą zintegrowanych, w aspekcie właściwego rozdziału wykorzystania informacji do sterowania układami pojazdu. Nie ma jeszcze kompleksowych systemów diagnostycznych opartych na modelach diagnostycznych i optymalnych algorytmach kontroli stanu oraz lokalizacji uszkodzeń. Wydaje się, że te cechy ujemne można zminimalizować stosując zintegrowany informatyczny system sterowania, (rys. 5), przybliżając pojazd do urządzenia w pełni inteligentnego.



Rys. 5. Ilustracja graficzna pojazdu mechanicznego z wyodrębnionym zintegrowanym podsystemem informatycznym sterowania S_I : S_D – pojazd jako celowy system

działania, S_p – podsystem pomiarowy, S_s – informatyczny podsystem sterowników, S_L – informatyczny podsystem logistyki, eksploatacji i diagnostyki, S_N – informatyczny podsystem nawigacji, S_W – podsystem wykonawczy, S_E – podsystem elementów funkcjonalnych pojazdu, U, Y, W, Z – zbiór wejść, wyjść, stanów i zakłóceń, X_U, X_W, X_Y – zbiory parametrów mierzonych sygnałów, X_S, X_L, X_N – zbiory wartości zmierzonych parametrów sygnałów, K_O – zbiór sygnałów sterujących operatorem, K_S – zbiór sygnałów sterujących ze sterowników układu pojazdów, K_W – zbiór wielkości sterujących, I_S, I_L, I_N, I_U, I_V – informacje dla operatora

Zintegrowany informatyczny system sterowania pojazdu samochodowego służy do:

- zbierania, gromadzenia, przetwarzania, przedstawiania i przekazywania informacji dotyczących otoczenia i funkcjonowania pojazdu;
- przygotowania syntetycznych danych lub/propozycji decyzji, które może podjąć operator (użytkownik, kierowca) pojazdu w aspekcie jego efektywnego wykorzystania;
- przygotowania syntetycznych danych lub/propozycji decyzji, które może podjąć operator pojazdu w zakresie utrzymania go w stanie gotowości działania, w tym stanie gotowości technicznej;
- integracji i koordynacji funkcjonowania wszystkich elementów funkcjonalnych pojazdu w aspekcie: utrzymania określonego poziomu bezpieczeństwa wysokiego poziomu usług logistycznych.

Na rys. 5 przedstawiono schemat pojazdu samochodowego jako celowego antropotechnicznego systemu działania S_D , w którym można wyróżnić:

- pojazd jako podsystem techniczny – S_T ;
- operatora (kierowcę, użytkownika) – S_O .

$$S_D = \langle S_T, S_O, R_{TO} \rangle \quad (2)$$

gdzie:

R_{TO} – relacje.

Pojazd jako podsystem techniczny opisuje wyrażenie:

$$S_T = \langle S_E, S_I, R_{EI} \rangle \quad (3)$$

gdzie:

$S_E = \{s_n\}$; $n = \overline{1, N}$ – zbiór elementów funkcjonalnych pojazdu (np. silnik, układ napędowy, układ kierowniczy itp.);

S_I – zintegrowany informatyczny podsystem sterowania;

R_{EI} – relacje.

Zintegrowany informatyczny podsystem sterowania pojazdem umieszczony w sprzężeniu zwrotnym zdefiniowano następująco:

$$S_I = \langle S_p, S_s, S_L, S_N, S_W, R_{PW} \rangle \quad (4)$$

gdzie:

- S_p – podsystem pomiarowy;
- S_s – informatyczny podsystem sterowników;
- S_L – informatyczny podsystem logistyki, eksploatacji i diagnostyki;
- S_N – informatyczny podsystem nawigacji;
- S_W – podsystem nastawczy (np. hamulców, układu kierowniczego);
- R_{PW} – relacje.

Zasadniczym zadaniem podsystemu pomiarowego S_p jest dostarczenie informacji o aktualnych wartościach zbioru X_U , X_W , X_Y parametrów wejść U , stanów W i wyjść Y , charakteryzujących proces funkcjonowania samochodu. Podsystem pomiarowy obejmuje zbiór przetworników mechatronicznych i układów dopasowujących. Przekazuje on zbiory X_S , X_L i X_W wartości zmierzonych parametrów do podsystemów: S_s , S_L i S_N .

Podsystem S_s sterowników obejmuje zbiór sterowników różnych układów samochodu, na przykład silnika, ABS i innych. Są to specjalizowane systemy informatyczne. Każdy ze sterowników ma za zadanie wypracowanie zbioru K_S sygnałów sterujących, oddziałujących na odpowiedni podsystem wykonawczy S_W samochodu.

Informatyczny podsystem S_L logistyki, eksploatacji i diagnostyki realizuje następujące zadania:

- ustala stan pojazdu w chwili t , $t+\Delta t$ oraz $t-\Delta t$;
- lokalizuje niezdatne elementy obiektu w przypadku jego niezdatności;
- przewiduje termin następnego diagnozowania i obsługiwanego samochodu;
- określa zapasy materiałów pędnych i smarów oraz płynów eksploatacyjnych;
- przewiduje możliwości wykonania zadań operacyjnych przez system.

Podkreślić należy, że zasadniczym elementem systemu S_L jest system diagnostyczny.

Zadaniem informatycznego podsystemu S_N nawigacji jest:

- określenie położenia samochodu w terenie;
- określanie warunków atmosferycznych;
- przekazywanie decyzji i meldunków w układzie: przełożony – operator – przełożony;
- wyznaczenie optymalnej trasy ruchu pojazdu;
- podwyższenie bezpieczeństwa operatora pojazdu i ładunku.

System S_W nastawczy obejmuje podsystemy bezpośrednio oddziałujące na elementy funkcjonalne samochodu, za pomocą zbioru wielkości K_W sterujących. Zasadniczymi elementami systemu S_W nastawczego są podsystemy: silnika, układów: napędowego, hamulcowego, kierowniczego, zawieszania, bezpieczeństwa czynnego i biernego.

W ogólnym ujęciu, istotę funkcjonowania zintegrowanego informatycznego systemu sterowania pojazdem można przedstawić następująco.

Podsystem S_p pomiarowy odbiera sygnały z wejść U , stanów W i wyjść Y . Rejestruje zbiory X_S , X_L i X_N wartości zmierzonych parametrów, które z kolei są przekazywane do podsystemów S_s , S_L i S_N . W tych podsystemach wynik pomiarów wartości parametrów są transformowane w diagnozy chwilowe czyli decyzje, które w postaci zbioru sygnałów K_S sterujących bezpośrednio oddziałują na podsystem S_W wykonawczy, zatem na elementy funkcjonalne samochodu, z pominięciem operatora S_O . Tak funkcjonujący pojazd mechaniczny można określić jako: system mechatroniczny automatycznej regulacji, system automatyczny lub robot.

W rzeczywistości podsystem S_s , S_L i S_N przekazuje informacje: I_S , I_L , I_N – operatorowi S_O . Na bazie tych informacji i informacji o stanie I_U wejść i stanie I_Y wyjść, operator za pomocą sygnałów K_O sterujących może również oddziaływać na podsystem S_W wykonawczy samochodu.

5. PODSUMOWANIE

Reasumując zagadnienia dotyczące zintegrowanego systemu informatycznego sterowania pojazdów można stwierdzić, co następuje:

- 1) w chwili obecnej samochody wyposaża się w różnego rodzaju specjalistyczne systemy informatyczne, które nie są całkowicie zintegrowane w zakresie gromadzenia, przetwarzania, przedstawiania przekazywanych informacji;
- 2) pojazdy mechaniczne należy traktować jako systemy mechatroniczne automatycznej regulacji;
- 3) w aspekcie funkcjonalnym należy wyróżnić dwa rodzaje systemów informatycznych:
 - zintegrowany informatyczny system zarządzania eksploatacją pojazdów;
 - zintegrowany informatyczny system sterowania pojazdów.
- 4) zintegrowany informatyczny system sterowania scala i koordynuje pracę wszystkich elementów funkcjonalnych pojazdu;
- 5) na podstawie zebranych informacji o stanie pojazdu i stanie otoczenia zintegrowany informatyczny system sterowania wypracowuje i przygotowuje syntetyczne dane potrzebne do podjęcia decyzji;
- 6) zintegrowany informatyczny system sterowania jest podstawowym narzędziem operatora (załogi) utrzymania pojazdu w stanie zdatości funkcjonalnej i stanie zdatości zadaniowej;
- 7) zintegrowany informatyczny system sterowania jest podstawowym narzędziem operatora (załogi) w zakresie efektywnego wykorzystania pojazdu do zaspokojenia potrzeb człowieka;

8) tak ujęte: zadania, budowa i organizacja zintegrowanego informatycznego systemu sterowania są nową jakością zarówno w sensie poznawczym jak i użytkowym w stosunku do obecnie istniejących systemów informatycznych pojazdów mechanicznych.

LITERATURA

1. NIZIŃSKI S., BIELAWSKI K., FRET J.: System sterująco-diagnostyczny obiektów technicznych. VII Krajowe Sympozjum Eksploatacji Urządzeń Technicznych. Diagnostyka. SPE KBM PAN, ITE Radom-Kozubnik 1993.
2. NIZIŃSKI S., ŻEBROWSKI J., KOLTOR B.: Koncepcja pokładowego systemu sterująco-diagnostycznego ciągników rolniczych. Przegląd Mechaniczny nr 8/1996.
3. NIZIŃSKI S., ŻÓLTOWSKI B.: Informatyczne systemy zarządzania eksploatacją obiektów technicznych. MAKAR-B.Ż. Zielonka 31B, Olsztyn-Bydgoszcz 2001.
4. NIZIŃSKI S., MICHAŁSKI R.: Diagnostyka obiektów technicznych. ITE, Radom 2002.
5. NIZIŃSKI S., WIERZBICKI S.: Inteligentny pojazd mechaniczny a diagnostyka. V Sympozjum nt. „Diagnostyka systemów i urządzeń technicznych”, WAT, PTDT, Ustronie 2003.



Prof. dr hab. inż. Stanisław NIZIŃSKI jest pracownikiem naukowym Katedry Eksploatacji Pojazdów i Maszyn UWM w Olsztynie oraz Wojskowego Instytutu Techniki Pancernej i Samochodowej w Sulejówku. Jest wieloletnim członkiem Sekcji Podstaw Eksploatacji KBM PAN oraz Polskiego Naukowo-Technicznego Towarzystwa Diagnostyki Technicznej. Jego zainteresowania naukowe obejmują zagadnienia dotyczące logistyki w systemach działania, eksploatacji i diagnostyki obiektów technicznych, szczególnie pojazdów mechanicznych. Jest autorem i współautorem wielu prac naukowych i dydaktycznych.



Dr inż. Sławomir WIERZBICKI jest absolwentem Wydziału Mechanicznego, Akademii Rolniczo-Tech-nicznej w Olsztynie. Obecnie pracuje na stanowisku adiunkta w Katedrze Eksploatacji Pojazdów i Maszyn na Wydziale Nauk Technicznych, UWM w Olsztynie. W pracy zajmuje się zagadnieniami eksploatacji i diagnostyki pojazdów i maszyn. Jest autorem kilkunastu publikacji z tych zagadnień. Od 1996 roku jest członkiem Polskiego Naukowo-Technicznego Towarzystwa Eksploatacji.

OCENA HAŁASU ŚRODOWISKA AUTOSTRADY A-2 KRZESINY – KOMORNIKI

Małgorzata ORCZYK, Franciszek TOMASZEWSKI

Instytut Silników Spalinowych i Transportu
Zakład Pojazdów Szynowych
ul. Piotrowo 3, 60-965 Poznań
Fax (061)665-2204
Malgorzata.Orczyk@doctorate.put.poznan.pl

Streszczenie

W artykule przedstawiono wyniki badań hałasu na odcinku autostrady A-2 Komorniki – Krzesiny. Badaniom podlegały różne typy otoczenia autostrady: pomiar przy ekranach akustycznych, na moście i w wykopie. Ocenie podlegał również hałas na osiedlach w pobliżu, których przebiega autostrada. Przeprowadzone badania stanowią pierwszy etap badań – pomiar tła akustycznego, związanych z monitoringiem środowiska wokół autostrady. Kolejne etapy będą realizowane

w miarę włączania do eksploatacji kolejnych odcinków: z Wrześni do Krzesin, oraz z Nowego Tomysła do Komornik. Zaprezentowane wyniki badań zostaną odniesione do obowiązujących przepisów polskich i Unii Europejskiej w zakresie redukcji hałasu.

Słowa kluczowe: hałas, autostrada, przepisy prawne

EVALUATION OF THE ENVIRONMENTS NOISE OF THE A-2 MOTOR-WAY AT THE DISTANCE FROM KRZESINY TO KOMORNIKI

The paper presents results of the noise research which were done at the A-2 motor-way at the stretch from Krzesiny to Komorniki. The different types of motor-way surroundings, for example a measurement next to acoustic baffles, on the bridge and in the excavation were taken into consideration during measurements. The noise level at the estates situated nearby the motor-way has also been estimated. The conducted research – the acoustic background measurement – is the first stage of the research. These measurements are connected with monitoring of the motor-way environment. The next stages of the measurements will be carried out when the succeeding parts of the motor-way are opened to use: from Września to Krzesiny and from Nowy Tomyśl to Komorniki.

The presented research results are compared with the Polish and European Union law regulations with the domain of a noise reduction.

Keywords: noise, motor-way, law regulations

1. WSTĘP

W ostatnich kilkudziesięciu latach uznana i oczywistą koniecznością stała się ochrona środowiska, jako reakcja na zagrożenie warunków bytu człowieka spowodowana rozwojem przemysłu, środków transportu, komunikacji i urbanizacji. Do podstawowych zagrożeń należy zaliczyć również hałas [3].

Zmiany w strukturze gospodarczej Polski stały się powodem likwidacji lub ograniczenia produkcji wielu zakładów pracy, to spowodowało, że hałas przemysłowy przestał być głównym źródłem uciążliwości dla środowiska. Znacznie większe natomiast stało się zagrożenie ze strony środków transportu.

Hałas komunikacyjny to obecnie jeden z najbardziej rozpowszechnionych i dominujących

źródeł hałasu. Problemy związane z degradacją środowiska przez hałas komunikacyjny – szczególnie drogowy nabierają coraz większego znaczenia wobec stałej presji motoryzacji, wyrażającej się dynamicznym wzrostem liczby pojazdów i rozbudową sieci dróg, a co za tym idzie zwiększaniem obszaru, pozostającego w zasięgu niekorzystnych oddziaływań hałasów komunikacyjnych [4].

Istniejące akty prawne wymagają, aby dla każdej nowej lub modernizowanej inwestycji, która znacząco ma wpływać na stan środowiska wykonywać ocenę oddziaływania na środowisko. W przypadku hałasu konieczna jest ocena klimatu akustycznego zarówno przed uruchomieniem inwestycji, oraz po oddaniu jej do eksploatacji. Przepisy wymagają również, aby dokonać oceny skuteczności zastosowanych na niej środków

ochrony przeciwdźwiękowej [6]. Do takich inwestycji obecnie zalicza się budowane autostrady.

2. STAN PRAWNY W ZAKRESIE OCHRONY ŚRODOWISKA PRZED HAŁASEM

Zapewnienie właściwych warunków akustycznych terenom i obiektom o określonych funkcjach wymaga konsekwentnych działań podejmowanych na etapie planowania zagospodarowania przestrzennego, opartych na przejrzystym i spójnym systemie przepisów prawnych [4].

Dotychczasowa polityka Unii Europejskiej w zakresie ochrony środowiska przed hałasem zmierzała w dwóch kierunkach: Po pierwsze, wydawano akty prawne ustanawiające graniczne wartości emisji hałasu przez pojazdy samochodowe, szynowe, samoloty oraz inne urządzenia pracujące w środowisku zewnętrznym. Po drugie, kraje członkowskie określały dopuszczalne wartości hałasu na terenach zabudowy mieszkaniowej i w pobliżu budynków objętych ochroną akustyczną, takich jak szpitale, szkoły, przedszkola itp. Dążono przy tym do obniżenia poziomu hałasu na terenach, gdzie poziom dźwięku przekraczał 65 dB.

W 1996 roku opublikowany został raport Komisji Wspólnoty Europejskiej zatytułowany „Green Paper on Future Noise Policy”, w którym dokonano podsumowania stanu istniejącego w zakresie ochrony środowiska przed hałasem oraz wytyczono kierunki przyszłych działań.

W lipcu 2000 roku ukazała się końcowa wersja propozycji dyrektywy Parlamentu Europejskiego i Rady dotycząca oceny i zarządzania hałasem środowiskowym COM (2000)468. Ideą przewodnią dyrektywy COM (2000)468 jest opracowanie, we wszystkich państwach członkowskich UE map akustycznych, według wspólnej metody, dla ujednoczonych wskaźników oceny hałasu, w sposób umożliwiający ich rozpowszechnianie i porównywanie.

Ponadto za priorytetowe przyjmuje się udostępnianie ludności informacji o stanie zagrożenia hałasem w środowisku [8].

W Polsce podstawowym aktem prawnym w zakresie ochrony środowiska przed hałasem jest ustawa

z 27 kwietnia 2001r. Prawo ochrony środowiska. Przepisy tej ustawy są zbieżne z zaleceniami dyrektywy COM (2000)468 i stanowią świadectwo dostosowania prawa krajowego do standardów UE.

Mimo wprowadzenia ustawy Prawo ochrony środowiska, pozostawiono w mocy dotychczasowe Rozporządzenie Ministra Środowiska z dnia 13 maja 1998r. w sprawie dopuszczalnych poziomów hałasu w środowisku (Dz. U. Nr 66, poz. 436).

Wartości tych poziomów zależą od przeznaczenia terenów narażonych na oddziaływanie hałasu, oraz od pory doby. Wymagania stawiane są osobno dla pory dziennej (6^{00} - 22^{00}) i nocnej (22^{00} - 6^{00}). Na przykład: na terenach zabudowy jednorodzinnej, domów opieki, terenach zabudowy związanej ze stałym lub wielogodzinnym pobytom dzieci i młodzieży w porze dziennej, dopuszczalny poziom hałasu ustalono na wysokości:

$$L_{Aeq,16h} = 55 \text{ dB}, \text{ a w nocy } L_{Aeq,8h} = 45 \text{ dB}.$$

Realizacja ochrony środowiska przed hałasem ma również poważny wymiar ekonomiczny. Doprowadzenie stanu klimatu akustycznego do granic wyznaczonych normami jest przedsięwzięciem bardzo trudnym i drogim w realizacji, dlatego wzorem krajów UE przedsięwzięcia z zakresu ochrony środowiska przed hałasem koncentrują się na terenach tzw. „szczególnej uciążliwości”. Kryterium przynależności do tej grupy terenów stanowi przekroczenie tzw. poziomu progowego, zdefiniowanego w Rozporządzeniu Ministra Środowiska z 9 stycznia 2002r. w sprawie wartości progowych poziomów hałasu (Dz. U. Nr 8, poz. 81). W rozporządzeniu tym przyjęte poziomy progowe są bardzo wysokie, szczególnie w przypadku dróg i linii kolejowych; dla terenów zabudowy mieszkaniowej wynoszą one odpowiednio w porze dziennej $L_{Aeq,16h} = 75 \text{ dB}$, a w nocy $L_{Aeq,8h} = 67 \text{ dB}$, są więc większe od wartości dopuszczalnych odpowiednio o (10-20) dB dla dnia i (12-22) dB dla nocy [1, 5, 7, 4].

3. KLIMAT AKUSTYCZNY ODCINKA AUTOSTRADY A – 2

Autostradowa obwodnica Poznania to odcinek o długości 13,3 km leżący w ciągu powstającej autostrady A-2 Konin – Nowy Tomyśl. Obwodnica Poznania, pomimo, iż jest częścią płatnej autostrady A-2 dostępna jest dla użytkowników poprzez węzły Komorniki, Dębina i Krzesiny – bez wnoszenia opłat. Poznański odcinek autostrady A-2 przebiega przez południową część aglomeracji miasta Poznania, tereny gminy Komorniki i miasto Luboń.

Przedmiotowy odcinek autostrady przechodzi w przeważającej części w głębokim wykopie – wzdłuż terenów ogródków działkowych i terenów zabudowy mieszkaniowej jednorodzinnej oraz zabudowy mieszkaniowej wielorodzinnej, a także na nasypie i w poziomie terenu poprzez ujęcie wody Dębina i tereny rolnicze.

Ochrona klimatu akustycznego wokół autostrady zapewniona jest poprzez zielen izolacyjną (ok. 150 tys. drzew i krzewów), wały przeciwhałasowe, 4 km ekranów akustycznych oraz wymianę w pobliskich domach ok. 520 m² okien na dźwiękoizolacyjne [2].

3.1. Metodyka pomiarów

Wszystkie pomiary hałasu wykonano w dni powszednie od lipca do września 2003r. Pomiary przeprowadzono łącznie w 33 punktach, które znajdowały się w różnych miejscach otoczenia autostrady: pomiar przed i za wałem przeciwhałasowym, przed i za ekranami akustycznymi, na ulicach poprzecznych nad autostradą, na osiedlach itp.

Ogólnie przyjęto lokalizację punktów pomiarowych hałasu na wysokości 1,2 – 1,5 m od powierzchni gruntu, a w przypadku autostrady hałas mierzono w odległości 1 m od krawędzi jezdni. Wszystkie pomiary wykonano trzy razy w ciągu doby w następujących godzinach:

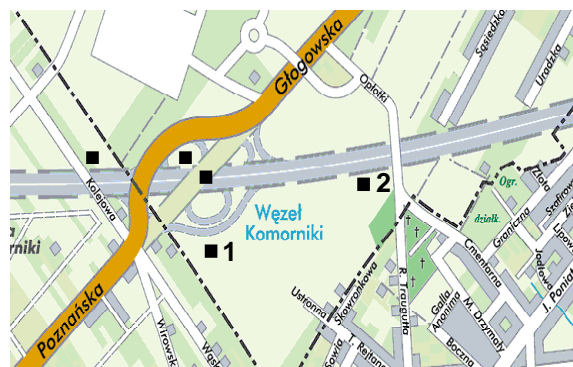
- I okres 8⁰⁰ – 12⁰⁰
- II okres 14⁰⁰ – 16⁰⁰
- III okres 19⁰⁰ – 22⁰⁰

Na ulicach poprzecznych podczas pomiarów hałasu prowadzono rejestrację natężenia ruchu z rozbiorem na pojazdy lekkie (osobowe, dostawcze) i ciężkie (ciężarowe, autobusy). Na podstawie uzyskanych danych obliczono średnią liczbę pojazdów przejeżdżających przez te ulice w ciągu godziny.

Pomiary wykonano miernikiem poziomu dźwięku typu Mediator 2238 firmy Büel & Kjeaar. W ramach pojedynczego pomiaru rejestrowano następujące parametry: poziom równoważny L_{Aeq} , minimalny L_{Amin} oraz maksymalny L_{Amax} .

3.2. Wyniki badań

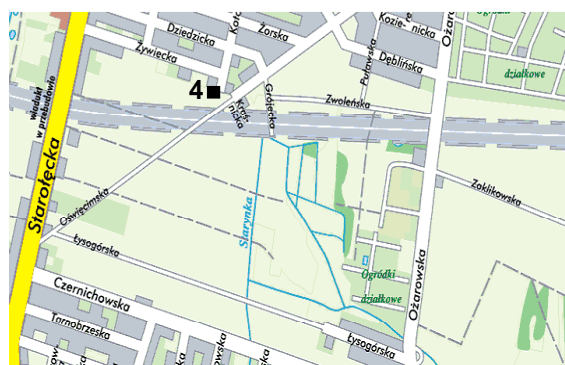
W pracy przedstawiono wyniki pomiarów hałasu na autostradzie w wybranych punktach pomiarowych. Punkty te zaznaczono na mapkach fragmentów autostrady zamieszczonych na rysunkach 1–3.



Rys. 1. Punkty pomiarowe hałasu przy ekranach akustycznych znajdujących się w obrębie węzła Komorniki



Rys. 2. Punkt pomiarowy hałasu na wiadukcie przy węźle Dębina



Rys. 3. Punkt pomiarowy hałasu na osiedlu Staroleka

Wyniki pomiarów hałasu odniesiono dla 16 godzinowego czasu ekspozycji wg zależności [5]:

$$L_{Aeq,LT} = 10 \log \left[\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N 10^{0,1(L_{Aeq,LT})} \right] \quad (1)$$

W tabeli 1 zamieszczono wyniki pomiarów hałasu przed ekranem oraz za ekranem w odległościach 10, 25 i 50 m (rys. 1, punkt pomiarowy 1), w tabeli 2 wyniki poziomu hałasu uzyskane na wale przeciwhałasowym przy jego krawędzi, oraz w odległości 10, 25, 50 i 100 m. za wałem (rys. 1, punkt pomiarowy 2). Tabela 3 zawiera wyniki poziomu hałasu na wiadukcie przebiegającym nad autostradą, w tabeli tej zamieszczono również wielkość natężenia ruchu pojazdów (rys. 2, punkt pomiarowy 3), natomiast w tabeli 4 zawarto wyniki hałasu zmierzone na osiedlu (za ekranem akustycznym) znajdującym się w sąsiedztwie autostrady (rys. 3, punkt pomiarowy 4).

Tabela 1
Wyniki pomiarów L_{Aeq} [dB]
przy ekranie akustycznym

Okres badań	Przed ekranem	Za ekranem [m]		
		10	25	50
I	50,0	42,3	45,2	46,2
II	59,2	46,2	46,2	51,7
III	54,2	48,7	46,8	47,7
$L_{Aeq,16h}$	56,0	46,5	46,1	49,2

Tabela 2
Wyniki pomiarów L_{Aeq} [dB]
na wale przeciwhałasowym

Okres badań	Przy krawędzi	10	25	50	100
I	48,0	48,8	50,8	53,4	55,7
II	55,4	53,6	55,2	52,4	57,2
III	55,4	53,8	54,3	52,9	49,6
$L_{Aeq,16h}$	53,5	52,5	54,2	52,9	55,6

Tabela 3
Wyniki pomiarów L_{Aeq} [dB] na wiadukcie

Okres badań	L_{Aeq}	Natężenie pojazdów/h	
		ogółem	ciężkie
I	72,9	1536	180
II	72,2	1470	138
III	59,9	932	64
$L_{Aeq,16h}$	71,8		

Tabela 4
Wyniki pomiarów L_{Aeq} [dB] na osiedlu

Okres badań	L_{Aeq}
I	52,5
II	43,0
III	46,0
$L_{Aeq,16h}$	49,0

4. PODSUMOWANIE

Wykonane badania hałasu odcinka autostrady A-2 Krzesiny – Komorniki przed oddaniem jej do użytku (traktowane jako tło dla następnych pomiarów po uruchomieniu autostrady) wykazały, że zmierzony równoważny poziom dźwięku L_{Aeq} dla pory dnia nie przekracza wartości

dopuszczalnych określonych w Rozporządzeniu Ministra Ochrony Środowiska Zasobów Naturalnych i Leśnictwa z dnia 13 maja 1998r., który wynosi 60 dB dla terenu zabudowy mieszkaniowej.

W przypadku pomiarów hałasu na ulicach poprzecznych poziom dźwięku jest przekroczony o 10 - 17 dB w stosunku do wartości dopuszczalnej, pomimo, że autostrada nie była jeszcze uruchomiona. Należy się spodziewać, że po oddaniu do eksploatacji autostrady poziom będzie jeszcze wyższy.

LITERATURA

- [1] Berezowska – Apolinariska K., W drodze do Unii Europejskiej – prawna ochrona środowiska przed hałasem komunikacyjnym w Polsce. Przegląd Komunalny 7/2002, str. 36÷37.
- [2] Chodorowski P., Obwodnica Poznania. Biuletyn Wielkopolskiej Okręgowej Izby Inżynierów Budownictwa 1/2004, str. 16÷19.
- [3] Engel Z., Zagrożenie hałasem w Polsce i jego zwalczanie. Aura 11/2003, str. 4÷5.
- [4] Kołaska A., Klimat akustyczny miasta Poznania (1997-1999). Biblioteka Monitoringu Środowiska, Poznań 2002.
- [5] Kucharski R.J., Stan klimatu akustycznego w kraju świetle badań WIOŚ. Biblioteka Monitoringu Środowiska, Warszawa 2002.
- [6] Kucharski R.J., Zasady prowadzenia przed i proinwestycyjnego monitoringu hałasu dla tras szybkiego ruchu. Biblioteka Monitoringu Środowiska, Warszawa 1999.
- [7] Nurzyński J., Problemy związane z oceną akustyczną terenów inwestycyjnych. XXXII Zimowa Szkoła Zwalczania Zagrożeń Wibroakustycznych Gliwice-Szczyrk 9-13.02.2004.str. 123÷132.
- [8] Rabięga M., Rudno-Rudzińska B., Rudno-Rudziński K., Jaroch A., Polityka Hałasowa Unii Europejskiej. XXIX Zimowa Szkoła Zwalczania Zagrożeń Wibroakustycznych Gliwice-Wisła 26.02-02.03.2001. str. 231÷240.

INVESTIGATION OF DYNAMIC PROCESSES IN COMBINED PIEZOELECTRIC ACTUATORS

L.PATAŠIENĖ, G.BAURIENE

Mechanical Engineering Department
Kaunas University of Technology,
Kęstučio 27, 44025 Kaunas-4

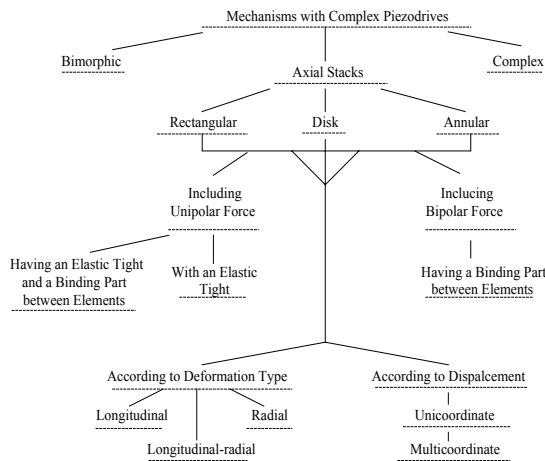
Summary

Theoretical investigation of piezostacks and dynamic analysis of their structural parts have indicated that increase in initial tension decreases harmonic components of fluctuations. Experimental investigation of composite piezostacks makes it possible to determine the optimal initial tension force, the dependence of the displacement of non-fastened piezostack on some constructional and technological parameters.

Keywords: piezostac, converter, measurement.

1. INTRODUCTION

Technical possibilities of combined piezostacks used in piezoactuators are analysed and reported in many works [1–3]. These piezoactuators are used in gyroscopes, telescopes, various optical systems. Combined actuators can be bimorph, axial and complex-combined stacks:



Under severe conditions and environment these structure are to be thoroughly investigated.

Therefore, dynamic characteristics of each individual element of compound piezostacks have to be determined separately. When assembling combined piezoelectric actuator the piezoelements with similar characteristics have to be selected. Mechanical and electrical laws pertaining in combined drives are analysed and their interrelation is written by a mathematical expression:

$$\bar{\sigma} = [c^E] \bar{\epsilon} - [e] \bar{E} \quad (1)$$

$$\bar{D} = [e]^T \bar{\epsilon} + [\epsilon^s] \bar{E}$$

here

- σ - mechanical stress;
- D - vector of electric displacement;
- $[c^E]$ - stiffness tensor;
- $[e]$ - tensor of piezoelectric constant;
- $[\epsilon^s]$ - tensor of dielectric constant.

Stiffness matrix $[K_0]$ is expressed as:

$$[K_0] = \int_{V^e} [B]^T [C^E] [B] dV \quad (2)$$

where matrix $[B]$ is determined by deformations and displacements $\bar{\epsilon} = [B] \bar{\sigma}^e$, and matrix $[B]^T$ is transformation matrix $[B]$

$$\int_{V^e} d[B_L]^T \{\sigma\} dV = [K_\sigma] d\{\delta\} \quad (3)$$

where:

- $[B_L]^T$ - transformation matrix
- $[B_L]$ - estimating nonlinearity of deformations,
- $[K_\sigma]$ - this matrix estimates piezoelectric properties described by formulas (1).

Coefficient of proportionality λ indicates the extent of the load increase in order to obtain critical strength $[\delta]$. Critical load $-P_{kp} = P \lambda$.

2. Analysis

According to calculations the piezostacks of constituent elements tied together by binding material piezostacks is a system having great static strength. For this reason, these systems are used in

mechanisms operating under heavy loads and requiring very precise displacements. The piezostacks used in mechanisms requiring high precision displacements have indicated that accuracy depends on design and technological factors

The piezoelectric actuators has been investigated under dynamic regime and without it. It should be noted that dependence of the current flowing through the piezostack, Fig. 1, and depending on the frequency of piezoelements deformations makes it possible to choose the right power regimes. to design excitation and control systems and also to select the optimal mechanical and electric parameters.

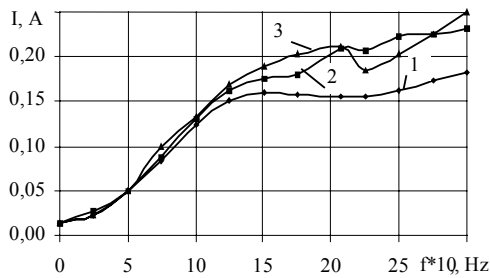


Fig.1 Dependence of the current flowing through the piezostack on the frequency of

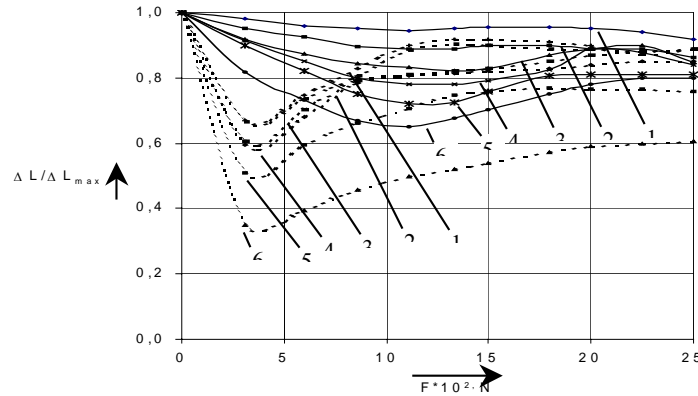


Fig.2 Dependence of the piezostack displacements on the initial stress for various pin sizes: 1– 2mm, 2– 2.5mm, 3– 3mm, 4– 4mm, 5 – 5mm, _____ beryllium bronze, _____ titanium alloy

In order to determine more precisely the initial stress values in piezostack and to choose the optimal version in the piezodrive design, a few piezoelements are inserted to the sensor. They significantly improve the operation parameters of

deformations under var forces: 1- 700N, 2- 1200N, 3- 1500N

In order to obtain the maximum displacements in piezostacks the material and diameter for the pin, is to be properly chosen as they both provide the initial stress. The choice of the initial stress enables to determine exactly the operation range for the piezopacket to meet the functional requirements for the precise displacement mechanisms.

Fig. 2 illustrates the dependence of piezostack displacement on the value of initial stress for various diameters and materials of the pin. The work with piezoelements has revealed a great effect of the internal losses in piezoceramics expressed by a hysteresis loop of an ellipse shape. Experimental investigation enables us to draw the conclusion that the electromechanical feedback affects the correction of the hysteresis loop, as shown in Fig. 3. It is evident that by applying the electromechanical feedback the hysteresis loop can be corrected up to 0.2% from the maximum displacement.

the actuator increasing in accuracy and reliability. The structure and measurement a characteristics of this actuator, namely, its capacity variation on the measured force value is illustrated in Fig.4.

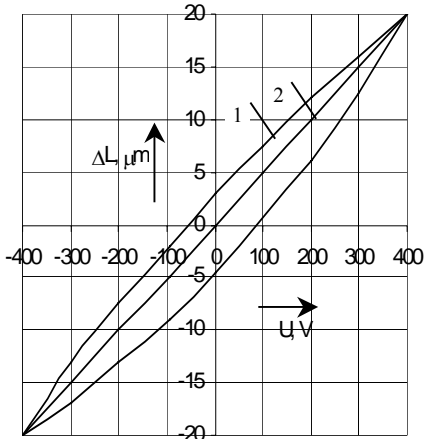


Fig.3 Hysteresis loops corrected in piezostack against the feedback value: 1 - without feedback, 2 - with feedback

Application of piezoelectric actuators as particular microdrives has indicated that the value of the piezostack displacement depends on construction complexity and also on technological factors. For this reason, in the first case the piezostack displacement has been analyzed under zero loading force, while in the other case - under the dynamic regime. To carry out this analysis a batch of 25 piezostacks has been investigated. There were 65 active elements, 2 passive elements separating the piezostack from the frame and a force converter in each piezostac. This measuring method has been chosen because measuring and selecting tension force value should not damage the structure. It is of great importance to select identical piezostacks and apply them in a common vibroactuators.

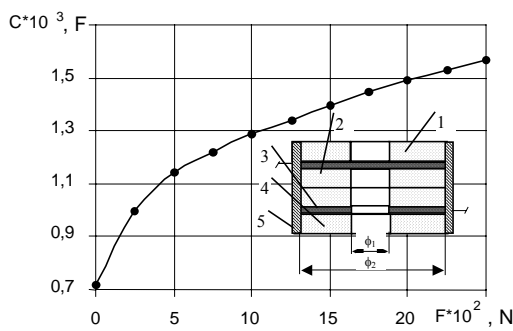


Fig. 4. Scheme of piezoelectric capacity sensor and its capacity force characteristics: 1-4 piezoelements with removed electrodes; 2-3 active elements with one electrode; 5 binding material

Temperature expansion coefficient of the converter material should be unified with the piezoelectric actuators temperature fluctuation because of the complicated operation conditions and the fluctuation of the environment temperature. To ful-

fil these requirements the converter material is to be analogical to that of a piezodrive i.e. piezoceramics

The converters of such structure precisely read back the measurement results and their normal operation depends on that of a piezodrive. The error of a converter is determined by a measurement capacity error which is 0.25% of a maximum value and a calibrating error.

Fig.5 presents the amplitude-frequency characteristic under different tension forces: 700N, 1200N, 1500 N.

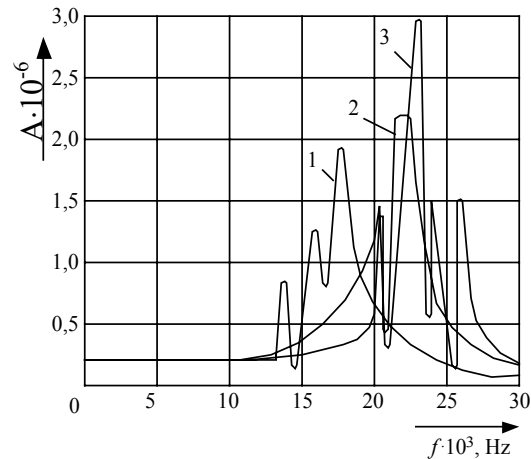


Fig. 5 Amplitude-frequency characteristi under different tension forces: 1 - 700N, 2 - 1200N, 3 - 1500N

The experimental investigation has made it possible to choose the designs for various optimal systems. The combined piezostacks can be used for working separately or in pairs, or they can work all together if the mirror is made of segments (e.g. 6 or more).

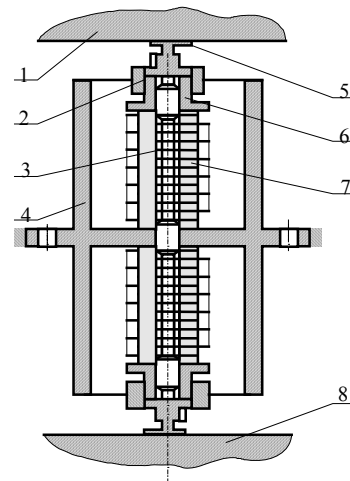


Fig. 6 Design of a piezoelectric actuators regulating the secondary telescope mirror

Fig. 6 presents the design of a piezoelectric actuators used for the control of a telescope secondary mirror. It consists of two piezostacks 7 installed in frame 4 with the initial stress developed by pin 3. The pin piercing both piezostacks is fixed

by nuts 2. Mirror 8 and equalizer 1 are located at equal distances in opposite directions.

When one piezostack is contracting, simultaneously, the other is extending and forcing the mirror and equalizer to move in opposite phases thus eliminating negative deformations which may be transferred to the telescope frame and impair some optical parts.

3. Conclusions

The bifurcation problem of a piezoelectric actuators has been solved by evaluating piezostacks physical properties of piezoelements and sealing material. It has made it possible to prove that piezostack have a lot of static possibilities. The original solution of the actuator enabled the choice of optimal initial stresses in piezostacks.

The experimental investigation of piezoelectric actuators with combined stack have revealed the possibilities to optimize the design and materials for obtaining maximum displacements. The automatic control has been determined to affect the correction of the hysteresis loop thus allowing to

reduce a displacement error up to 0.2 %. On the results of investigation modern designs of piezoelectric actuators with combined piezostacks for high precision displacements can be developed. These mechanisms may be applied to various optical systems under harsh and complicated exploitation conditions.

REFERENCES

- [1] L.Patašienė, G. Baurienė. Analysis of Combined Piezoelectric Actuators. *Ultragarsas (Ultrasound)*, Kaunas; Technologija. 2003. Nr.4(49), 31-33pp.
- [2] G.Baurienė, A.Bubulis, V.Juška. Analysis of Vibration Drives with Composite Structure Piezoconverters. *Vibromechanika*, Vilnius, 2000, 87-88 pp.
- [3] Паташене Л.Р., Лукошявичюс А.А., Рагульскис К.М. Пьезопровод для оптической коррекции светового луча. *Материалы всесоюзной конференции*, Кишинев, 1985. С.18-20.

OPTYMALIZACJA KONSTRUKCJI SYSTEMÓW DIAGNOSTYCZNYCH Z ZASTOSOWANIEM ALGORYTMÓW GENETYCZNYCH

Adam PIETRZYK, Tadeusz UHL

Katedra Robotyki i Dynamiki Maszyn

Akademia Górniczo – Hutnicza w Krakowie, al. Mickiewicza 30, 30 – 059 Kraków,
tel. (12)6173677, fax. (12) 634-35-05, adam.pietrzyk@agh.edu.pl, tuhl@rob.wibro.agh.edu.pl

Streszczenie

Duże obiekty techniczne są zbudowane z bardzo wielu elementów składowych tworzących podzespoły realizujące ściśle określone funkcje. Diagnostowanie wszystkich elementów systemu jest w praktyce nieuzasadnione technicznie a przede wszystkim ekonomicznie. W związku z tym istnieje potrzeba dokonania selekcji elementów, których diagnostowanie będzie wystarczające dla poprawnego funkcjonowania całego obiektu technicznego. Dokonując takiej selekcji należy się kierować ustalonymi kryteriami. Do podstawowych kryteriów zalicza się kryterium bezpieczeństwa, kryterium prawdopodobieństwa uszkodzenia oraz kryterium kosztów. Drugim zagadnieniem, które należy rozwiązać przy wyborze systemu diagnostycznego jest wariant jego technicznej realizacji, który wiąże się zarówno ponoszonymi kosztami jak również oczekiwaną skutecznością. W pracy przedstawione zostały założenia analiz RCM. Analizy takie pozwalają na dokonanie dekompozycji obiektu umożliwiającej wybór elementów do diagnostowania oraz określenie wszystkich możliwych z technicznego punktu widzenia metod diagnostycznych. W celu wybrania metody diagnostycznej odpowiadającej w najlepszy sposób stawianym kryteriom zaproponowano dokonanie optymalizacji wykorzystującej algorytm genetyczny.

Słowa kluczowe: Reliability Centered Maintenance, logika rozmyta, algorytmy genetyczne, optymalizacja

APPLICATION OF GENETIC ALGORITHMS FOR SELECTING CONDITION BASED MAINTENANCE TECHNIQUES

Summary.

This paper presents application of Reliability centered Maintenance methodology in selecting optimal maintenance practices and strategies in large scale systems. Applying condition based maintenance techniques in all components of a system is not feasible technically and economically. The justification of any given maintenance strategy within an organization must consider multiple criteria. One of the basic criteria are safety, failure likelihood or cost. Fuzzy logic and genetic algorithm approach are proposed for solving this problem.

Keywords: Reliability Centered Maintenance, fuzzy logic, genetic algorithms, optimization

1. WPROWADZENIE.

Wykorzystanie metod Diagnostyki stanu urządzeń technicznych ma znaczący wpływ na zapewnienie ich bezpiecznego oraz efektywnego ekonomicznie użytkowania. Rozwój narzędzi i metod diagnostycznych obserwowany w ostatnich latach powoduje, że coraz istotniejszym problemem staje się wybór najkorzystniejszego rozwiązania dostępnego na rynku. Wiąże się to z analizą zarówno możliwości technicznych jak również walorów użytkowych, oraz efektów ekonomicznych. Zagadnienia te szczegółowo zostały opisane w [1][2].

Duże obiekty techniczne składają się z bardzo wielu składników realizujących określone funkcje. Ze względu na ilość elementów diagnostowanie

wszystkich elementów nie jest w praktyce możliwe zarówno ze względów technicznych jak i ekonomicznych. Konieczne staje dokonanie wyboru elementów do diagnostowania oraz wybranie właściwej techniki. Uzasadnione jest wykorzystanie w tym celu wyników analiz RCM (ang. Reliability centered Maintenance). RCM jest to proces analiz techniczno ekonomicznych zmierzających do określenia wymagań eksploatacyjnych analizowanego systemu [3][4]. Jego bardzo silną stroną jest szczegółowa analiza warunków eksploatacyjnych. Celem analiz jest rozeznanie usterkowości systemu, określenie przyczyn i charakterystyk uszkodzeń, przeprowadzenie analizy ryzyka pozwalającej wskazać najbardziej istotne punkty systemu. W efekcie analizy takie wskazują na miejsca najbardziej niebez-

pieczne dla instalacji oraz pozwalają na określenie najbardziej korzystnego wariantu serwisowania. (ciągłe monitorowanie, okresowe monitorowanie, eksploatacja według rezerwów, eksploatacja do uszkodzenia). W celu wybrania metody diagnostycznej odpowiadającej w najlepszy sposób stawianym kryteriom w pracy zaproponowano dokonanie optymalizacji wykorzystującej algorytm genetyczny.

2. WIELOKRYTERIALNA OCENA TECHNIKI DIAGNOSTYCZNEJ.

Głównym czynnikiem decydującym o wyborze systemu diagnostycznego powinny być względy bezpieczeństwa oraz ekonomiczne. Aby system diagnostyczny mógł spełniać dobrze swoje zadania konieczna jest wnikliwa analiza charakterystyk powstawania uszkodzeń oraz symptomów towarzyszących uszkodzeniom, które system ma odpowiednio wcześniej rozpoznawać.

Takie właśnie informacje są bardzo dokładnie gromadzone w wyniku prowadzenia analiz RCM. W obecnej chwili na rynku dostępnych jest bardzo wiele różnych systemów diagnostycznych, bazujących na wielu różnych metodach pomiarowych. Każde z rozwiązań ma swoje zalety i ograniczenia, które istotnie wpływają na możliwość jego implementacji w przypadku konkretnego urządzenia. Zanim dokonamy analizy ekonomicznej opłacalności stosowania systemu diagnostycznego musimy zdecydować, który z dostępnych wariantów jest najefektywniejszy w świetle stawianych przed nim celów. Do podjęcia takiej decyzji konieczne jest stworzenie metody pozwalającej na dokonanie obiektywnej oceny proponowanych rozwiązań. Ze względu na niemierzalny w bezpośredni sposób charakter czynników decydujących o „jakości” systemów diagnostycznych w pracy zaproponowano model wykorzystujący ideę wnioskowania rozmytego [5]. Rozwiązanie takie pozwala na uzyskanie ilościowej oceny możliwych wariantów rozwiązań technicznych w oparciu o opisowe stwierdzenia dotyczące analizowanego rozwiązania.

Dla rozwiązania tak postawionego problemu przyjęto dwie zmienne lingwistyczne „WAŻNOŚĆ” (X) odnoszącą się do celów stawianych systemowi diagnostycznemu oraz „ZDOLNOŚĆ REALIZACJI CELU” (Y). Dla uproszczenia obliczeń przyjęto dyskretny model funkcji przynależności. Zmienna WAŻNOŚĆ przyjmuje następujące podstawowe wartości: *NIEWAŻNY*, *WAŻNY*, *KRYTYCZNY*. Dla drugiej zmiennej są to odpowiednio: *ŚLABA*, *ŚREDNIA*, *BARDZO DOBRA*. Aby zwiększyć dokładność opisu systemu można sztucznie wygenerować dodatkowe wartości zmiennych lingwistycznych wykorzystując odpowiednie modyfikatory. Początkiem procesu decyzyjnego jest określenie celów stawianych systemowi diagnostycznemu wraz z przypisaniem ważności każdego z kryteriów. Następnie wykorzystując informacje uzyskane od operatorów (np. w ramach analiz

RCM), dokonujemy oceny zdolności do realizacji każdego z celów przez każdy z analizowanych systemów diagnostycznych. Następnie dla każdego kryterium i każdego systemu wyznaczamy relację rozmytą wykorzystując funkcje przynależności korzystając z rozmytej implikacji Mamdaniego opisanej następującą zależnością:

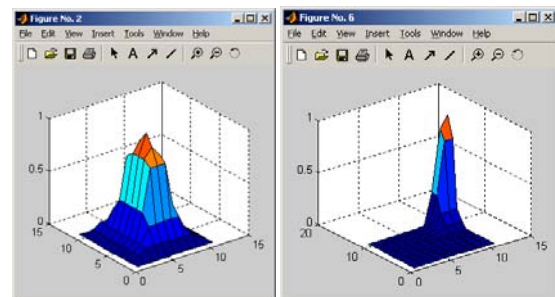
$$r_{ij} = \bigwedge_{ij} \mu_{A \Rightarrow B}(u, v) = \min(\mu_A(u), \mu_B(v)) \quad (1)$$

gdzie:

$\mu_A(u)$, $\mu_B(u)$ - funkcje przynależności

r_{ij} - relacja rozmyta

Otrzymujemy w ten sposób $i \times j$ relacji, z których każda jest rozmiaru $u \times v$. Przykładowe relacje pokazano na rys. 1.



Rys 1. Przykładowa postać relacji rozmytych

Następnie przyjęto wartość rozmytą, określającą ważność związaną z wyborem systemu diagnostycznego, traktując ją jako wartość „idealną”. Następnie dla tej wartości i każdej z relacji rozmytych przynależnych do rozpatrywanego systemu diagnostycznego wyznaczono, rozwiązując rozmyte równanie relacyjne wartość zdolności realizacji każdego z celów według równania:

$$y_{ij} = r_{ij}^{-1} \otimes x_{id} \quad (2)$$

gdzie:

x_{ij} - idealna ważność

y_{ij} - zdolność realizacji i -tego kryterium

r_{ij} - rozmyta relacja wiążąca x_i , y_i

\otimes - operator kompozycji max-min

Następnie obliczono odległości pomiędzy środkami masy uzyskanych funkcji przynależności a środkiem masy funkcji przynależności reprezentującej idealną wartość zdolności realizacji kryterium. Uzyskana średnia wartość z i odległości obliczona według formuły (3) i (4) dobrze odwzorowuje miarę użyteczności danego systemu diagnostycznego.

$$X_c = \frac{\sum_{i=1}^n i \cdot V(i)}{\sum_{i=1}^n V(i)}, Y_c = \frac{\sum_{i=1}^n i \cdot V(i)}{n} \quad (3)$$

$$D = \sqrt{\left(|X_c - X'_c|\right)^2 + \left(|Y_c - Y'_c|\right)^2}$$

gdzie:

X_c, Y_c - środki masy funkcji przynależności

D – odległość od rozwiązania idealnego

Za najlepszy należy uznać ten system diagnostyczny, który będzie miał najmniejszą średnią wartość D po wszystkich kategoriach. W przypadku najbardziej optymistycznym będzie to wartość 0.

3. PROBLEM OPTIMALIZACJI.

Algorytmy ewolucyjne są wykorzystywane do efektywnego przeszukiwania przestrzeni alternatywnych rozwiązań [6]. Algorytmy te przetwarzają populację osobników, z których każdy jest jednym z możliwych rozwiązań analizowanego problemu. Każdemu z osobników populacji przypisywana jest wartość liczbowa nazywana przystosowaniem osobnika, określająca jakość reprezentowanego przez niego rozwiązania. Każdy osobnik reprezentowany jest w postaci zestawu chromosomów, a te składają się z pojedynczych genów. Działanie algorytmu genetycznego polega na wykonywaniu pętli, w której następują po sobie kolejno operacje reprodukcji, operacje genetyczne (mutacja i krzyżowanie), ocena rozwiązania i sukcesja. W wyniku tego z początkowej grupy osobników, po określonym czasie ewolucji uzyskujemy nową populację, w której średni poziom przystosowania jest dużo wyższy niż w populacji startowej.

Poniżej zaprezentowano sformułowanie zadanie optymalizacji umożliwiającego wybór najkorzystniejszego wariantu serwisowania, a co się z tym wiąże, rozstrzygnięcie o sensowności wykorzystania systemu diagnostycznego.

Funkcja celu została określona następująco:

$$\max z(t) = \frac{Q(t)}{K(t)} \quad (4)$$

gdzie:

$$Q(t) = \Phi(Q_i(t))$$

$$Q_i = w_i * R_i(t)$$

$$K(t) = \sum_{i=1}^n \frac{k_i}{t}$$

$$R_i(t) = \exp\left(-\left(\frac{\eta}{t}\right)^\beta\right)$$

i – ilość urządzeń

η, β - parametry rozkładu Weibulla

k_i - koszt związany z przyjęciem konkretnej strategii na i-tym urządzeniu

w_i - ocena jakości wybranej strategii na i-tym urządzeniu (otrzymana z modelu fuzzy)

t – przewidywany czas eksploatacji

Zadaniem algorytmu genetycznego jest wybór zestawu strategii eksploatacyjnych dającego największą korzyść dla całego systemu. W tym celu algorytm genetyczny wykorzystuje symulację Monte-Carlo [7] pozwalającą dokonać oszacowania kosztów oraz niezawodności systemu poddanego działaniu strategii przypisanych również poprzez algorytm genetyczny. Pod uwagę brane są trzy rodzaje strategii:

- a) eksploatacja do uszkodzenia, stanowiąca niejako strategię odniesienia
- b) prowadzenie planowych wymian elementów, przy czym czas wymiany jest parametrem wybieranym przez algorytm genetyczny
- c) diagnozowanie stanu

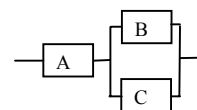
Dla każdej strategii określono jej jakość stosując metodykę opisaną w poprzednim punkcie.

Działanie algorytmu genetycznego polega na wylosowaniu dla każdego z urządzeń typu proponowanej strategii a następnie przy wykorzystaniu modelu symulacyjnego określenia jego funkcji przystosowania.

W rozważanym modelu przyjęto, że uszkodzenia wszystkich elementów odpowiadają modelowi reprezentującemu rozkład Weibulla o dwóch parametrach.

4. PRZYKŁAD.

W celu sprawdzenia proponowanej metodyki dokonano eksperymentu numerycznego bazując na danych testowych. Do przeprowadzenia eksperymentu przyjęto układ zbudowany z trzech urządzeń połączonych szeregowo-równolegle (rys.2).



Rys.2 Schemat układu

W tabeli 1 przedstawiono dane związane z urządzeniami i systemem.

Tabela 1. Parametry urządzeń

	Eta	beta	Kn	Kw	Kd/T
A	40000	1.9	30	25	5
B	21500	2.7	32	30	5
C	15000	2.2	40	20	5

Tabela 2 przedstawia wyniki oceny każdej z rozważanych strategii.

Tabela 2. Analiza rozmyta jakości strategii serwisowych

CEL	WAGA	SN	SZ	SD
Zw. niezawodności	ważny	Słabo	średnio	średnio
Obniżenie kosztów serwisowych	Krytyczny	Średnio	Średnio	średnio
Zwiększenie bezpieczeństwa	ważny	bardzo słabo	Średnio	dobrze
Podniesienie jakości produktu	Nie-ważny	Słabo	Słabo	Bardzo dobrze
Łatwość implementacji	Krytyczny	bardzo dobrze	Bardzo dobrze	słabo
	wynik	0.3835	0.5844	0.6332

W wyniku przeprowadzonego eksperymentu, znaleziono rozwiązanie o najmniejszym koszcie całkowitym. Dla urządzenia A są to planowe wymiany, co ok. 11500 (jednostek czasu), dla urządzenia B jest to instalacja systemu diagnostycznego, natomiast dla urządzenia C są to również planowe wymiany, co 20000 (jednostek czasu). Wyniki te uzyskano dla algorytmu o rozmiarze populacji 20 i 150 generacjach.

5. WNIOSKI.

Proponowane rozwiązanie umożliwia dokonanie obiektywnego wyboru najkorzystniejszych działań serwisowych. Wykorzystany mechanizm wnioskowania rozmytego pozwala na dokonanie wielokryterialnej oceny oraz wybór strategii najkorzystniejszej realizującej cele przedsiębiorstwa. Dzięki wykorzystaniu techniki symulacyjnej możliwe jest uwzględnienie różnych wariantów serwisowych oraz znalezienie rozwiązania najkorzystniejszego zarówno z punktu widzenia ekonomiki jak i implementacji technicznej. Wykorzystanie algorytmu genetycznego pozwala zmniejszyć dokładność symulacji Monte Carlo a tym samym również skrócić czas jej wykonywania. Zaletą takiego rozwiązania jest również możliwość znalezienia wielu rozwiązań równoważnych.

LITERATURA

[1]. Niziński S.: *Elementy eksploatacji obiektów technicznych*. Wydawnictwo Uniwersytetu Warmińsko-Mazurskiego. ISBN 83-88343-50-5, Olsztyn 2000.

- [2]. Żółtowski B.: *Podstawy Diagnostyki Maszyn*. ISBN 83-900853-9-9. Bydgoszcz 1996.
- [3]. Moubray J.: *Reliability-centered Maintenance*. Butterworth-Heinemann, ISBN 0 7506 3358 1, 1999.
- [4]. Smith D.J.: *Reliability, Maintainability and Risk*. Butterworth-Heinemann, ISBN 0 7506 5168 7, 2001.
- [5]. Mechefske C., Wang Z.: *Using fuzzy linguistic to select optimum maintenance and condition monitoring strategies*. Mechanical Systems and Signal Processing, vol 17(2), p305-316, Elsevier Science Ltd. 2003.
- [6]. Arabas J.: *Wykłady z algorytmów ewolucyjnych*. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, ISBN 83-204-2604-9, Warszawa 2001.
- [7]. Drapella A.: *Lifetime models and renewal processes*. ISBN 83-88731-02-5. Słupsk 2002.



Prof. dr hab. inż. Tadeusz UHL jest kierownikiem Katedry Robotyki i Dynamiki Maszyn, Akademii Górniczo - Hutniczej w Krakowie. W swoich pracach zajmuje się zagadnieniami dynamiki konstrukcji, a zwłaszcza ich analizy modalnej. Jego zainteresowania obejmują także układy aktywnej redukcji drgań, układy sterowania i szeroko pojętą mechatronikę. Jest autorem 15 książek i kilkuset artykułów dotyczących wspomnianych zagadnień.



mgr inż. Adam PIETRZYK jest doktorantem w Katedrze Robotyki i Dynamiki Maszyn Akademii Górniczo-Hutniczej. W swojej pracy naukowej zajmuje się zagadnieniami ekonomiki eksploatacji.

CONDITION MONITORING OF RAILWAY SHOCK ABSORBERS

Wojciech POPRAWSKI

Institute of Production Engineering and Automation, Wrocław University of Technology
Ul. Łukasiewicza 3/5, 50-371 Wrocław, POLAND, fax +49(71)3280670
Wojciech.Poprawski@pwr.wroc.pl

Jan-Willem KARS

KONI B.V.
Langeweg 1
3261 LJ Oud Beijerland, The Netherlands
jwkars@koni.nl

Summary

The paper presents the study on condition monitoring system of railway shock absorbers. The anti-yaw dampers have been chosen to apply the condition monitoring system. The application of condition monitoring system can increase safety of the train as well as reduce maintenance, service time and idle costs of the trains. The backpropagation neural network has been chosen for the decision making system.

Keywords: shock absorbers, condition monitoring, neural networks

MONITOROWANIE STANU AMORTYZATORÓW KOLEJOWYCH

Streszczenie

Przedstawiono prace nad systemem monitorowania amortyzatorów kolejowych. Jedne z amortyzatorów są szczególnie odpowiedzialne za stabilność wózka podczas jazdy z dużymi prędkościami. Zastosowanie monitorowania stanu może zwiększyć bezpieczeństwo pociągu oraz zredukować czas i koszty serwisu. W systemie podejmowania decyzji została zastosowana sieć neuronowa (backpropagation).

Słowa kluczowe: amortyzatory, monitorowanie stanu, sieci neuronowe

1. INTRODUCTION

The condition monitoring of the anti-yaw dampers answers the demand of the German National Railway (Deutsche Bundesbahn DB). The anti-yaw dampers are responsible for controlling the yaw movement of the bogie. Poorly controlled yaw movement can be extremely dangerous for the train and it could cause derailment. Condition monitoring system can increase safety, as the driver would be informed all the time about the state of the anti-yaw dampers.

Without the condition monitoring system the shock absorbers are checked off the train on the mileage basis. During the checking the train remains out of the track, which generates idle costs. The condition monitoring system would reduce maintenance and service costs of the trains, because the system will point the dampers which have to be replaced.

The train is excited by sources of vibrations related to the movement along the track. Some of the sources have random character, they are for example related to the condition of the track or the wheel profile. There are also periodical excitations, for example the *hunting* movement. The *hunting* movement is described in wide range of papers [1].

The *hunting* motion is related with the movement of the wheel-set along the track. One can imagine two cones, connected with their bases, rolling along the parallel track; the irregularity of the track could cause that one of the wheels, for example the left, rolls at the part with smaller diameter, while the right wheel rolls on bigger diameter. The wheelset turns left until the *flange* hits the head of the rail, and the wheelset turns right, until the flange hits the rail again. The *wavelength* of the hunting motion is related to the geometrical and physical properties of the wheel-set and rails (radius of wheels, distance between the rails, wheels conicity, friction coefficient etc.).

The *hunting* motion is partially reduced by primary suspension. But with *anti-yaw* dampers, the train can drive at higher velocities.

The I.C.E. II trains are equipped with two anti-yaw dampers on each side of the bogie. This shows the importance of those shock absorbers. The double dampers provide higher value of stiffness and it additionally protects from the damper's failure.

2. BEHAVIOUR OF THE DAMPERS

The shock absorbers are complicated devices, which are used to dissipate the energy of the

movement into heat on the way of flow of the oil, which is induced by the relative motion of the piston and the cylinder.

The oil flows through the system of orifices and valves, which are shaping up the damper's characteristic. The KONI railway shock absorbers have specific operation principle. In railway applications, the damping force should be symmetrical both in extension and in compression strokes (unlike the automotive, where characteristic is not symmetrical). To ensure such behaviour, the oil flows always in the same direction through the damping valves, while the generated pressure acts on equal surfaces.

The performance of the shock absorbers are presented on the characteristics: *force vs. velocity* graphs. The methods of obtaining the graphs are the subject of standards (eg. PN-K-88203:1996, NF F 01-411:1995 or the draft of the European standard prEN13802). The standards are describing methods of measurement and calculations of the characteristics.

The characteristic is measured in laboratory condition, where the shock absorbers are placed on testing machine. Then the sinusoidal movement, with fixed amplitude (it is also the subject of the standard, for railway dampers it is 25mm), but with various frequencies is applied to the dampers. Afterwards the *force vs. displacement* graphs are prepared. From that data the maximal velocity and maximal force are calculated. These maximal values of velocity and force are used to prepare the *force vs. velocity* graphs.

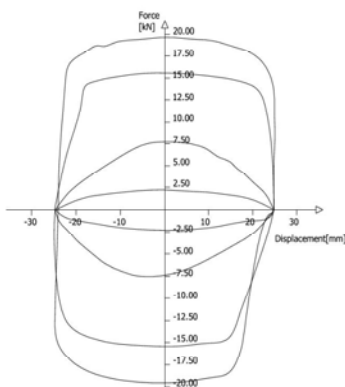


Figure 1: *Force vs. displacement* graph

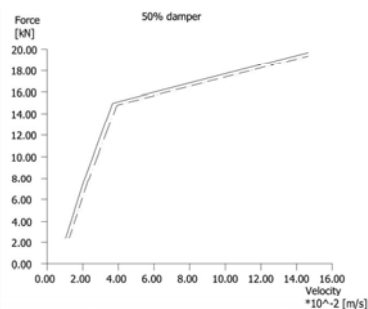


Figure 2: *Force vs. velocity* graph (dash-dotted line – compression stroke)

Figures 1 and 2 are presenting examples of characteristics: *force vs. displacement* and *force vs. velocity* graphs respectively.

3. STUDIES ON CONDITION MONITORING SYSTEM

The initial studies on the anti-yaw dampers monitoring system has been started by Kars and Wyes in 1998 [2]. The economical profitability has been calculated.

This paper proposes the algorithm which is able to distinguish the dampers with different properties. The algorithm can be applied on-line obtaining the necessary data during running of the train.

To obtain the information about the performance of the shock absorbers, they have been equipped with strain gauges attached to the piston rods (see figure 3).



Figure 3: Strain gage attached to the piston rod (under metal shield)

The strain has been equipped with a preamplifier and calibrated to measure the force acting on the piston rods.

To measure the performance of the dampers, it was necessary to measure displacement of the piston against the cylinder. For this purpose wire draw sensors has been used. The set up is presented on the figure 4.



Figure 4: View of the dampers on the I.C.E. II train with attached sensors and cables

The results of train measurement have been used to obtain the track profiles. Then the track profile has been replayed in the laboratory on the SERVOTEST testing machine. This is a very powerful tool for testing the algorithms, as the damper can be tested on conditions very similar to real track.

The dampers with simulated failures have been tested using *replay* of the previously recorded track profiles. The tests have shown the different shape of the *force vs. velocity* graphs. The points on the force-velocity plane form different shapes depending on type of dampers' failures. This property has been used in design of the condition monitoring system.

4. DECISION MAKING SYSTEM

The decision making system is based on the image recognition principles. The *force vs. velocity* graphs, prepared out of measured signals, are presented in table 1. This table also contains description of the tested failures (seven cases).

4.1. Data preparation

The data preparation, to obtain the sort of *black and white* images, consisted on the following steps:

- Data recording: force and velocity signals measured in the laboratory.
- Filtering using moving average.
- Reduction of sampling rate.
- Splitting the recorded signals into shorter sections.
- Assignment of the points into grids, prepared on the force-velocity plane (force range: ±5[kN], velocity range: ±30[mm/s] – more than 90% of time, the dampers are working in this range).
- Counting the points occurring in each grids and calculating the threshold value, to obtain around 16% black grids on 20x12 *black and white* graphics.

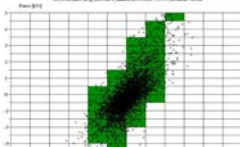
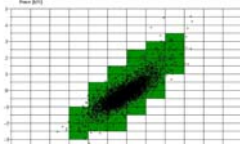
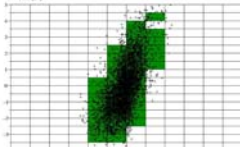
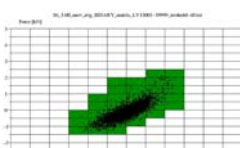
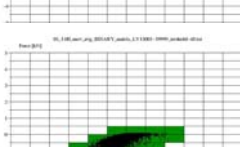
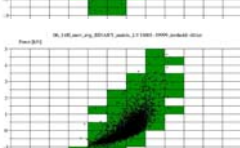
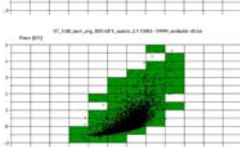
4.2. Design of decision making system

Most of the image recognition systems are working on the basis of neural network (for example optical character recognition systems – OCR). The neural networks are powerful tools used in wide range of applications (power engineering, machine tools etc.) also in condition monitoring systems.

The neural networks have been also used for diagnostic system of shock absorbers [3], but the dampers have been tested on a special testing rig. The system proposed in this paper can be implemented on the train.

The neural networks principles of operation are well described in many papers.

Table 1: *Force vs. velocity* graphs, created *black and white* images created, in relation to the dampers with simulated failures

#01		100% damper
		Bin 1
		[1,0,0,0,0]
#02		50% damper
		Bin 2
		[0,1,0,0,0]
#03		Damper with smaller than standard constant hole
		Bin 3
		[0,0,1,0,0]
#04		Damper with bigger than standard constant hole
		Bin 2
		[0,1,0,0,0]
#05		Damper working in compression
		Bin 4
		[0,0,0,1,0]
#06		Leaky non-return foot valve, h=0.09mm
		Bin 2
		[0,1,0,0,0]
#07		Leaky non-return foot valve, h=0.14mm
		Bin 5
		[0,0,0,0,1]

In this study, the *backpropagation* network has been used. This type of network is frequently used in image recognition systems.

The network has been built using one hidden layers of neurons; 240 neurons in input layer (number of grids in the *graphics*), 25 neurons in hidden layer and 5 neurons in output layer. The sigmoidal activation function has been used; this means the output values are in the range (0,1).

The targets are five elements vectors also presented in table 1.

The dampers with the failures have been divided into 5 bins, depending how serious is the influence of the failures on the dampers' performance:

- Bin 1: dampers are working properly; no hazard to the train.
- Bin 2: dampers are working worse than specified. The train is still safe, but the

dampers should be replaced during next servicing.

- Bin 3: dampers are too hard, the train is safe, but the dampers should be replaced (see Bin 2).
- Bin 4 and Bin 5: dampers are not working properly, they should be replaced at first opportunity.

The neural network has been trained using the input vectors, built from first three sections of the recorded force and velocity signals recorded during replay tests of the dampers with simulated failures.

5. TESTING

The neural network has been tested using the remaining fourth section of the data coming from measurement. The results of the testing are presented in table 2.

Table 2: Results of testing the neural network.

Damper's No:	Result (outputs of the neural network)	Resemblance to bins:
#01	[0.99 ,0.01,0.01,0.01,0.00]	Bin 1
#02	[0.00, 0.95 ,0.00,0.00,0.01]	Bin 2
#03	[0.01,0.00, 0.99 ,0.00,0.00]	Bin 3
#04	[0.01, 0.99 ,0.00,0.00,0.00]	Bin 2
#05	[0.00,0.01,0.02, 0.97 ,0.00]	Bin 4
#06	[0.00, 0.98 ,0.00,0.00,0.01]	Bin 2
#07	[0.00,0.01,0.01,0.00, 0.97]	Bin 5

6. FURTHER DEVELOPMENT

The paper presents the algorithm which is able to recognize the state of the shock absorbers, after analysing the data recorded during the replay of the track profile signals.

The further development should include choice of appropriate sensors, which will be used in recording the data about the performance of the shock absorbers during operation on the train.

The electronic system responsible of recording and processing the data should be developed. The electronics should be fitted on the damper together with the sensors. The electronic system should send the warning message about the condition of the shock absorber directly to the driver of the train.

7. CONCLUSIONS

The algorithm presented in the paper successfully recognizes the exposed for the testing data. The structure of the algorithm enables easy on-line implementation. The proposed system can increase the safety of the high speed trains and reduce servicing and idle costs of their maintenance.

ACKNOWLEDGEMENT

The project has been carried out as Marie Curie Fellowship.

REFERENCES

- [1] K. Knothe and F. Böhm. History of stability of railway and road vehicles. *Vehicle System Dynamics*, 31(5-6):pp.283–323, June 1999
- [2] J.W. Kars and H. Wyes. Elektronische Überwachung der Dämpferkraft bei modernen Hochgeschwindigkeitszügen. *ZEV+DET Glas. Ann.*, 122:556–562, September/Okttober 1998.
- [3] P. Sincebaugh, W. Green and G. Rinkus. A neural network based diagnostic test system for armoured vehicle shock absorbers. *Expert Systems With Applications*, 11(2):237–244, 1996.

APROKSYMACJA I ANALIZA CZĘSTOTLIWOŚCIOWA SYGNAŁÓW W ZAMKNIĘTYM PRZEDZIALE CZASOWYM

Waldemar PROCH

Katedra Podstaw Techniki

Uniwersytet Warmiński - Mazurski, Wydział Nauk Technicznych, 10-266 Olsztyn, ul. Okrzei 1a.
fax: (089) 5266-380, email: waldemar.proch@moskit.uwm.edu.pl

Streszczenie

Aproksymacja sygnałów, w przedziale czasowym z użyciem klasycznego szeregu Fouriera, prowadzi do generacji segmentów dodatkowych sygnału w przedziałach okresowo rozmieszczonych na osi czasu. Na granicach przedziałów powstają wówczas nieciągłości, w których pobliżu błędy aproksymacji osiągają niedopuszczalnie duże wartości. W pracy przedstawiono wielomiany, zawierające szeregi trygonometryczne, które posiadają właściwości zmniejszania błędów aproksymacji w punktach granicznych, praktycznie do wartości równej zero. Błędy aproksymacji ograniczono przez dobór funkcji tworzących wielomiany, wykorzystanie efektu kompensacji błędów w punktach granicznych oraz wprowadzenie poprawki korygującej błędy obliczeniowe wewnątrz analizowanego przedziału. Wielomiany umożliwiają wykonanie aproksymacji sygnałów nieokresowych w połączeniu z filtracją zakłóceń, analizy częstotliwościowej o właściwościach porównywalnych z DFT, oraz analizy czasowo-częstotliwościowej.

Słowa kluczowe: sygnał niestacjonarny, aproksymacja trygonometryczna, analiza częstotliwościowa, analiza czasowo-częstotliwościowa sygnałów.

APPROXIMATION AND FREQUENCY ANALYSIS OF SIGNALS INSIDE OF TIME INTERVAL

Summary

Signals approximation, using classical trigonometric series leads to generation of additional segments of signal. Then on interval limits discontinuities occur near which approximation errors acquire inadmissible high values. In the paper were presented polynomials including trigonometric series which have properties of diminishing approximation errors in limiting points practically to zero. Approximation errors were reduced by choice of functions forming polynomials, taking advantage of effect of error compensation in limiting points as well as introducing correction of analytical errors. Polynomials enable doing approximation of aperiodic signals in connection with filtration, frequency analysis of values comparable to DFT, and time – frequency analysis.

Key words: nonstationary signal, trigonometric approximation, frequency analysis, time – frequency analysis of signals.

1. APROKSYMACJA SYGNAŁÓW W PRZEDZIALE ZAMKNIĘTYM

Funkcję $h(\tau)$ opisującą sygnał narastający lub malejący naprzemiennie, od wartości równej zero w przedziałach czasu mikro τ_i , które składają się na przedział czasu rzeczywistego $\tau \in \langle 0, T \rangle$, można przedstawić, jak to zostało wykazane w pracy [1] sumą

$$h(\tau) = h(T)H_1(\tau) + (\chi^+ + \chi^-)H_2(\tau) \quad (1)$$

lub sumą

$$g(p) = g(1)H_1(p) + (\chi^+ + \chi^-)H_2(p), \text{ dla } 0 \leq p \leq 1, \quad (2)$$

gdzie, $p = \tau/T$, $\chi^+ + \chi^-$ są to sumy wartości składowych rosnących ze znakiem $+$ oraz składowych malejących ze znakiem $-$, określonych w punktach granicznych przedziałów dla $\tau_i = T_i$. $H_1(\tau)$ jest funkcją rosnącą (nie malejącą) w przedziale czasu τ , $H_1(0)=0$, $H_1(T)=1$, odpowiednio $H_1(p)$ przyjmuje wartości $H_1(0)=0$, $H_1(1)=1$. $H_2(\tau)$ jest funkcją na przemian rosnącą lub malejącą w przedziałach czasu mikro, która przyjmuje wartości $H_2(0)=0$, $H_2(T)=0$, w punktach granicznych przedziału τ , a funkcja $H_2(p)=0$ odpowiednio w punktach $p=0$, $p=1$

Wyrażenia aproksymujące sygnał w przedziale powinny zawierać składniki odpowiadające

właściwościom funkcji H_1, H_2 . Odpowiednikami H_1 są wielomiany i funkcje, a wśród nich najprostsze $\varphi_1 = p$, lub $\varphi_1 = 1/2(1 - \cos \pi p)$. Właściwościom funkcji H_2 odpowiada szereg trygonometryczny sinusów, o postaci sumy

$$\varphi_2(p) = \sum_{k=1} a_k \sin k\pi p, \quad (3)$$

złożonej z funkcji ortogonalnych w przedziale $p \in \langle 0, 1 \rangle$. Użycie funkcji $g(p)$ w postaci (2) pozwala sprowadzić do wartości równej zero błędy aproksymacji sygnału $f(x)$ w punktach granicznych przedziału x .

W pracy użyto funkcji aproksymujących

$$f(x) = f(a) + g(p) = f(a) + (g(1)/2)(1 - \cos \pi p) + \sum_{k=1} a_k \sin k\pi p \quad (4)$$

W odniesieniu do wyrażenia (4) użyto nazwy wielomian 1

Właściwości funkcji $g(p)$ mają funkcje z_k utworzone metodą Grama-Schmidta na bazie zbioru funkcji $(1 - \cos k\pi p)$. Ortonormalne funkcje bazowe z_k [2] mają postać szeregu

$$z_k = \sqrt{\frac{2}{4k^2 - 1}} \left(1 + 2 \sum_{\substack{i=1 \\ k>1}}^{k-1} \cos \pi i p - (2k-1) \cos \pi k p \right) \quad (5)$$

a szereg funkcji z_k postać

$$\varphi(p) = \sum_{k=1} c_k z_k \quad (6)$$

Są to funkcje, których iloczyny skalarne spełniają równość

$$(z_k, z_l) = \begin{cases} 0, & \text{dla } k \neq l \\ 1, & \text{dla } k = l \end{cases} \quad (7)$$

Wartość $z_k(0) = 0$, a wartość $z_k(1)$ jest dodatnia dla k nieparzystych i ujemna dla k parzystych. Wartość bezwzględna $z_k(1)$ dla dostatecznie dużych wartości k dąży do granicy ciągu

$$\lim_{k \rightarrow \infty} |z_k(1)| = \lim_{k \rightarrow \infty} \sqrt{\frac{8k^2}{4k^2 - 1}} = \sqrt{2}. \quad (8)$$

Wielomian złożony z szeregu sinusów i szeregu funkcji z_k zastosowany w przedstawionej pracy ma postać

$$f(x) = f(a) + 1/2 \left(\sum_{k=1} a_k \sin k\pi p + \sum_{k=1} c_k z_k \right) + b(p). \quad (9)$$

W odniesieniu do wyrażenia (9) użyto nazwy wielomian 3.

Ponadto utworzono sumę szeregów sinusów i kosinusów, tworzącą szereg aproksymujący o postaci

$$f(x) = 1/2 \left(\sum_{k=1} a_k \sin k\pi p + \sum_{k=1} b_k \cos k\pi p \right) + av + b(p) \quad (10)$$

gdzie: av jest składową o wartości stałej, $b(p)$ jest błędem aproksymacji o wartości średniej równej zero.

W odniesieniu do wyrażenia (10) używane jest określenie wielomian 2

2. ANALIZA CZĘSTOTLIWOŚCIOWA Z ZASTOSOWANIEM WIELOMIANÓW

Wartości bezwzględne, lub moduły współczynników szeregów (4), (9), (10) wyznaczają widmo amplitudowe badanych sygnałów. Liczba składowych widma równa jest $m = n-1$, gdzie n jest liczbą próbek sygnału. Częstotliwość odpowiadającą składowej widma o liczbie $k=1$: m wyznacza wzór:

$$f(k) = k/2T. \quad (11)$$

Współczynniki szeregu (4) obliczamy ze wzoru:

$$a_k = a(k) = \frac{2}{n-1} \sum_{i=1}^n (f_g(x)) \sin k\pi p, \quad (12)$$

gdzie

$$f_g(x) = \frac{f(x) - f(a) - g(1)(1 - \cos \pi p)}{2}, p = (x-a)/(b-a) = (i-1)/(n-1)$$

Współczynniki szeregu (9) obliczamy ze wzorów:

$$c_k = c(k) = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (f(x) - f(a)) z_k \quad (13)$$

$$a_k = a(k) = \frac{2}{n-1} \sum_{i=1}^n (f(x) - f(a)) \sin k\pi p$$

gdzie $z_k = z(k)$.

Współczynniki szeregu (10) obliczamy ze wzorów:

$$a_k = a(k) = \frac{2}{n-1} \sum_{i=1}^n (f(x)) \sin k\pi p$$

$$b_k = b(k) = \frac{2}{n-1} \sum_{i=1}^n (f(x)) \cos k\pi p \quad (14)$$

$$av = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n \left(f(x) - \frac{1}{2} \sum_{k=1}^{n-1} (a(k) \sin k\pi p + b(k) \cos k\pi p) \right)$$

Widmo amplitudowe wyznaczone współczynnikami (14) jest w porównaniu do DFT asymetryczne i składa się z $n-1$ niezależnych wartości. Funkcja okresowa poprawki $b(p)$ ma stałą amplitudę.

3. ANALIZA CZASOWO-CZĘSTOTLIWOŚCIOWA

Zawsze, kiedy analizujemy przebieg czasowy zbudowany z odcinków różniących się częstotliwościami sygnału, otrzymujemy widmo

o składowych bez ich lokalizacji w czasie [3]. Do przeniesienia analizy na płaszczyznę czasowo-częstotliwościową z użyciem przedstawionych w rozdziale 2 wielomianów, opracowano dwa sposoby postępowania.

1). Ponieważ wielomiany (4), (9), (10) zawierają informacje o sumie $n-1$ składowych w czasie, powstaje 1-wymiarowy wykres czasowy przebiegu aproksymującego. Po wprowadzeniu sum o stopniowanej od 1 do $n-1$ liczbie składowych, otrzymamy zbiór wielomianów w przestrzeni 2 - wymiarowej. Zbiór będzie zawierał informacje o czasowo-częstotliwościowej strukturze przebiegu.

2). Podobnie w wyrażeniach (12), (13), (14) mamy informacje o wartości współczynników w odniesieniu do punktu końcowego przedziału czasowego. Otrzymujemy 1-wymiarowe widmo amplitudowe. Po wprowadzeniu do wzorów sum częściowych obliczanych na odcinkach czasowych o stopniowanej od 1 do n liczbie próbek, otrzymamy zbiór wartości odnoszący się do przeszłości współczynników. Zbiór będzie zawierał informacje o czasowo-częstotliwościowej budowie współczynników.

4. PRZYKŁADY ANALIZY

4.1. Porównanie błędów aproksymacji funkcji wykładniczej

Do porównań wybrano klasyczny szereg o postaci przystosowanej do zmiennej p ,

$$F(i) = a_0 + \sum_{k=1} a_k \sin 2k\pi p(i) + \sum_{k=1} b_k \cos 2k\pi p(i),$$

gdzie:

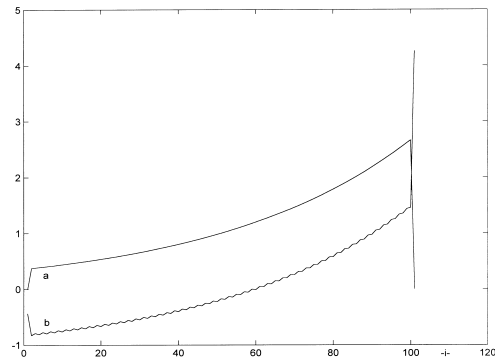
a_0 jest wartością średnią aproksymowanego przebiegu, $0 \leq p(i) = (i-1)/(n-1) \leq 1$, dla $n = 101$, oraz wielomiany 1, 2, 3 opisane wzorami podanymi w rozdziale 1. Sygnał aproksymowany przedstawiony jest funkcją $s(i) = \exp(2p(i) - 1)$.

Po wykonaniu obliczeń w programie Matlab otrzymano następujące wartości średniokwadratowego błędu aproksymacji M : dla szeregu klasycznego $M=0.17419$, $k=50$, dla wielomianu 1, $M=3.9101e-015$, $k=100$, dla wielomianu 2, $M=9.0881e-015$, $k=100$, dla wielomianu 3, $M=6.8926e-015$, $k=100$.

Małe wartości błędów aproksymacji z użyciem wielomianów 2 i 3 są wynikiem kompensacji błędów granicznych, wnoszonych przez szeregi i wprowadzenie poprawek w postaci funkcji. Na rysunku 1 pokazano jak powstaje efekt kompensacji błędów w punktach granicznych dla funkcji wykładniczej aproksymowanej wielomianem 2 złożonym z sumy szeregów sinusów i kosinusów.

Dla wielomianu 3 błąd aproksymacji w punkcie początkowym jest równy zeru, w punkcie końcowym przedziału czasowego występuje kompensacja błędu, dodatkowo błąd zmniejszono okresową funkcją poprawki.

Wielomian 1 nie wymaga wprowadzania funkcji poprawki. Obliczenia z jego użyciem trwają krócej w porównaniu do pozostałych wielomianów.



Rys. 1. Kompensacja błędów aproksymacji funkcji wykładniczej wielomianem 2:

- a) wartości sum szeregu sinusów,
- b) wartości sum szeregu kosinusów.

4.2. Analiza czasowo-częstotliwościowa sygnału zawierającego 2 częstotliwości

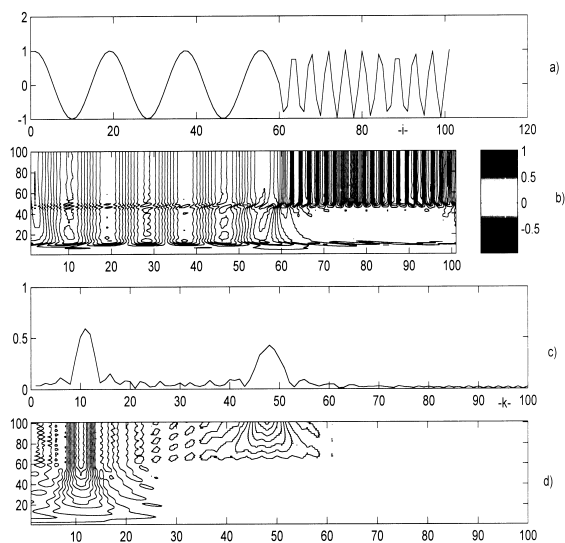
Funkcje harmoniczne tworzące szeregi sinusów lub kosinusów w wielomianach trygonometrycznych 1, 2, 3 są wygodnym narzędziem w zastosowaniu do analizy częstotliwościowej sygnałów. Struktura wielomianów umożliwia wydzielenie w badanym sygnale składowej stałej, składowej monotonicznie zmiennej, oraz składowych okresowych o dyskretnych wartościach częstotliwości. Przeprowadzone eksperymenty obliczeniowe dowodzą możliwości wykonania analiz czasowo-częstotliwościowych sygnałów dla celów diagnostyki technicznej.

Wykonano analizę sygnału deterministycznego

$$s(i) = \begin{cases} \cos\left(11\pi \frac{i-1}{n-1}\right), & i = 1 : 60 \\ \cos\left(48\pi \frac{i-1}{n-1}\right), & i = 61 : 101 \end{cases}$$

przy użyciu wielomianu 2, o budowie najbardziej zbliżonej do klasycznego szeregu. Wyniki analizy przedstawiono na rysunku 2.

Na rysunku 2a i 2c znajdują się wykresy sygnału po aproksymacji i jego widmo amplitudowe. Błąd aproksymacji równy jest $M=3.8082 \cdot 10^{-15}$. Na rysunkach 2b i 2d pokazano wyniki analizy czasowo-częstotliwościowej odnoszących się do wartości sygnału, oraz wartości modułów współczynników rozwinięcia.



Rys. 2. Wyniki analizy sygnału $s(i)$:
 a) przebieg aproksymujący, b) czasowo –
 częstotliwościowa struktura sygnału,
 c) moduły współczynników widma
 amplitudowego, d) czasowo -
 częstotliwościowa struktura modułów.

5. PODSUMOWANIE

W pracy przedstawiono wielomiany do aproksymacji i analizy sygnałów sformułowane na podstawie monografii [1],[2]. Porównano wyniki aproksymacji przebiegu wykładniczego, przyjmując jako podstawowe kryterium wartości błędów aproksymacji.

W porównaniu do klasycznego szeregu trygonometrycznego wielomiany 1,2,3 uzyskały znacznie niższe wartości błędów aproksymacji, nie wykazując tak wielkiego jak szereg klasyczny wzrostu błędów w pobliżu punktów granicznych. U wielomianów 2,3 występuje efekt kompensacji błędów aproksymacji w punktach granicznych.

Wielomiany 1,2,3 wykazują właściwości filtracyjne, umożliwiając przeprowadzenie aproksymacji, połączonej z analizą częstotliwościową i czasowo-częstotliwościowej, dla wielu rodzajów sygnałów nieokresowych, bez ograniczeń charakterystycznych dla metod klasycznych.

LITERATURA

- [1] PROCH W., Analiza czasowa sygnałów przejściowych, cz.1., Zarys metody. Olsztyn, Wydawnictwo Wyższej Szkoły Pedagogicznej, 1996.
- [2] PROCH W., Analiza czasowa sygnałów przejściowych, cz.2., Zastosowania. Olsztyn, Wydawnictwo Uniwersytetu Warmińsko-Mazurskiego, 2002.

- [3] Albert Cohen, Jelena Kovačević. Wavelets; The Mathematical Backgrounds. Proceedings of the IEEE, No.4, April 1996. Vol.84, str.514-523.



Waldemar PROCH jest starszym wykładowcą na Wydziale Nauk Technicznych Uniwersytetu Warmińsko-Mazurskiego.

W pracy naukowej zajmuje się zagadnieniami analizy sygnałów. Jest autorem dwóch monografii na temat analizy czasowej sygnałów.

WYKORZYSTANIE NIELINIOWYCH EFEKTÓW WIBROAKUSTYCZNYCH W DIAGNOZOWANIU USZKODZEŃ

Stanisław RADKOWSKI

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

Streszczenie

Praca jest poświęcona analizie różnych modeli stosowanych w liniowej i nieliniowej akustyce i ocenie ich diagnostycznej użyteczności. Biorąc pod uwagę możliwość symulacji klasycznych i nieklasycznych efektów nieliniowych zaprezentowano modele, które mogą być wykorzystane do opisu takich zjawisk falowych w ciałach stałych.

Pokazano szeroką kategorię uszkodzeń, wywołujących efekty nieklasyczne nieliniowości. Różnice w stosunku do klasycznej nieliniowości typu Landau występują w związku z histerezą naprężenia – odkształcenia, dyskretnej pamięci oraz specyficznej zależności amplitud harmonicznych w porównaniu do amplitud przewidywanych przez klasyczną teorię nieliniowości.

Inną cechą obserwowaną w dynamicznej odpowiedzi nieklasycznie nieliniowych materiałów jest powolne odzyskiwanie liniowych własności przez materiał, który był poddany wymuszeniu. Omówiono przyszłe najbardziej interesujące zastosowania metod nieliniowych w diagnostyce oraz rozwijane metody nieliniowe włącznie z nieliniową tomografią.

Słowa kluczowe: Diagnostyka wibroakustyczna, nieliniowa fala akustyczna, nieklasyczna nieliniowość, nieliniowość mezoskopijna materiałów sprężystych.

USING OF NONLINEAR VIBROACOUSTICAL EFFECTS IN FAILURE DIAGNOSIS.

Summary

This paper presents an analyze of various models of linear and nonlinear acoustic and their diagnostic usability assessment. Taking into account the possibility of simulation of classical and nonclassical nonlinear effects have been presented models describing this behavior of elastic waves in solids.

It is shows the broad category of failures that cause the nonclassical nonlinearity. The different from classical, Landau – type nonlinearity manifests by stress – strain hysteresis, discrete memory and specific dependencies of harmonic amplitudes to compare with amplitudes predicted by the classical theory.

Another features observed in dynamic response of nonclassical materials is the slow recovery of the linear material properties after a element has been subjected to a force, The most prospective application of the nonlinear methods in the diagnostics are discussed and new different methods also of the nonlinear tomography are considered.

Keywords: Vibroacoustical diagnostic, nonlinear acoustic wave, nonclassical nonlinearity, nonlinear mesoscopic of elastic materials.

1. WPROWADZENIE

Coraz większe zainteresowanie towarzyszy wykorzystaniu do celów diagnostycznych różnych zjawisk fizycznych związanych z oddziaływaniem intensywnych fal akustycznych. Zauważmy, że słabe wymuszenia akustyczne opisywane w ramach liniowej teorii fal pozwalają badać właściwości obiektów, zmiany częstotliwości i parametrów opisujących zjawisko propagacji sygnału. Natomiast zależność nieliniowych efektów akustycznych od amplitudy umożliwia

wykorzystanie nowych narzędzi w diagnozowaniu własności struktur i materiałów.

Nieliniowe nakładanie się fal prowadzi do wymiany energii między nimi, a efektem i wzajemnego oddziaływania są fale charakteryzujące się innymi częstotliwościami i często propagującą w innych kierunkach niż fale wejściowe. Z diagnostycznego punktu widzenia możliwość wykorzystania tej informacji do identyfikacji i lokalizacji uszkodzeń jest bardzo interesująca. Szczególnie konieczność detekcji uszkodzeń w fazie ich lokalnych oddziaływań doprowadziła do rozwoju nieliniowych modeli,

które dla odróżnienia od tradycyjnej nieliniowej teorii Landau [1] nazywane są nieklasycznymi modelami nieliniowymi. Dla przybliżenia tych zagadnień w pracy dokonano przeglądu stosowanych modeli w dużej części bazującego na aktualnych publikacjach z różnych ośrodków zagranicznych.

2. LINIOWE I NIELINIOWE MODELE ZJAWISK FAŁOWYCH

W akustyce technicznej przyjmuje się, że amplituda drgań cząsteczek ośrodka gazowego oraz zmiany ciśnienia związane z procesem propagacji fali dźwiękowej są małe w porównaniu do wartości ośrodka znajdującego się w stanie równowagi. Przyjmując dodatkowo, że modelem powietrza może być idealny gaz bez efektów tarcia możemy założyć, że fala dźwiękowa podczas jej propagacji w takim ośrodku nie jest tłumiona. Korzystając z zależności opisujących stacjonarny proces dynamiczny, w szczególności: z równania dynamicznej równowagi sił, równania ciągłości masy oraz przyjmując odpowiedni model termodynamicznych zmian stanu gazu dla tak określonego ośrodka można otrzymać żądane równanie fali akustycznej. Szersze omówienie wyprowadzenia równania falowego można znaleźć w literaturze poświęconej podstawom akustyki [2,3]. W tym miejscu przyjmując za Engelem [4] sposób oznaczeń, przedstawimy jedynie niezbędny dla dalszej prezentacji ogólny tok postępowania. Na wstępie zauważmy, że ze zjawiskiem propagacji fali akustycznej w ośrodku gazowym związana jest zmiana jego ciśnienia, gęstości i temperatury oraz zmiana parametrów ruchu cząsteczek ośrodka. Związek pomiędzy zmianami ciśnienia ośrodka i prędkością cząsteczek ujmujemy równanie dynamicznej równowagi sił (równanie Eulera):

$$\text{grad } p = -\rho \left[\frac{\partial \mathcal{G}}{\partial t} + (\text{grad } \mathcal{G}) \cdot \mathcal{G} \right] \quad (1)$$

Natomiast związek pomiędzy zmianami gęstości ośrodka a przestrzennymi zmianami prędkości cząsteczek jest opisany przez równanie ciągłości masy:

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \text{div}(p\mathcal{G}) = 0 \quad (2)$$

Ze względu na liczbę niewiadomych i związaną z tym możliwość wyznaczenia wzajemnych zależności należy dodatkowo uwzględnić równanie opisujące stan termodynamiczny ośrodka. W akustyce maszyn rozpatrywane są procesy okresowe na tyle szybkozmiennie, że w czasie jednego okresu nie jest możliwe wyrównanie temperatur pomiędzy pojedynczymi cząsteczkami ośrodka, co oznacza że uzasadnionym jest przyjęcie założenia o przemianie adiabatycznej:

$$\frac{p}{p_0} = \left(\frac{\rho}{\rho_0} \right)^k \quad (3)$$

gdzie:

p_0 i ρ_0 - odpowiadają ciśnieniu i gęstości w stanie równowagi ośrodka.

Ponieważ zaburzenie akustyczne jest małe w porównaniu do wartości parametrów opisujących stan równowagi ośrodka również uzasadnionym jest uwzględnienie w równaniach tylko elementów liniowych z pominięciem składników nieliniowych, w tym wyrażen iloczynowych zawierających parametry zaburzenia.

W efekcie przyjęcia takich założeń równanie (1) przyjmie postać:

$$\text{grad } p = -\rho \frac{\partial \mathcal{G}}{\partial t} \quad (4)$$

a równanie (2), po linearyzacji zapiszemy w formie:

$$-\frac{\partial p}{\partial t} = p \text{ div } \mathcal{G} \quad (5)$$

Natomiast po uwzględnieniu jedynie pierwszego wyrazu rozwinięcia Taylora zależność (3) uprości się do postaci:

$$\frac{p}{p_0} = k \frac{\rho}{\rho_0} \quad (6)$$

Wykorzystując zależności (4÷6) spróbujemy otrzymać równanie opisujące zmiany tylko jednego parametru np. ciśnienia. W tym celu wyeliminujemy z równań (4÷6) zmienne oznaczające zmiany gęstości i prędkości.

Zatem, niech:

$$c_0^2 = K \frac{p_0}{\rho_0} \quad (7)$$

i uwzględnijmy tożsamość:

$$\frac{\partial}{\partial t} \text{div } \mathcal{G} = \text{div } \frac{\partial \mathcal{G}}{\partial t} \quad (8)$$

wówczas możemy w równaniu (5) zastąpić zmienną opisującą zmiany gęstości ośrodka przez zmienną opisującą zmiany ciśnienia, a równanie (4) zapisać w postaci:

$$\text{div grad } p = -\rho \text{ div } \frac{\partial \mathcal{G}}{\partial t} = -\rho \frac{\partial}{\partial t} \text{div } \mathcal{G} \quad (9)$$

Ponieważ zachodzi zależność (8) oraz:

$$\text{div grad } p = \Delta p \quad (10)$$

a równolegle korzystając ze zmodyfikowanego równania (4) możemy zapisać, że:

$$-\frac{1}{c_0^2 \rho} \frac{\partial p}{\partial t} = \text{div } \mathcal{G} \quad (11)$$

to wówczas równanie (9) ostatecznie przyjmie poszukiwaną postać równania falowego:

$$-\frac{1}{c_0^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = \Delta p \quad (12)$$

Zauważmy, że w podobny sposób wykorzystując podstawowe równania akustyki można opisać zmiany prędkości. Dla zachowania pełnej analogii z równaniem ujmującym zależności ciśnienia od czasu i przestrzeni, zmienna występująca w równaniu opisującym zmienność prędkości podczas propagacji dźwięku powinna być

funkcją skalarną.

Aby zrealizować ten postulat wprowadza się wielkość nazywaną potencjałem prędkości Φ . Związek między potencjałem Φ a prędkością określony jest zależnością:

$$\varrho = -\text{grad}(\Phi) \quad (13)$$

Zauważmy, że wprowadzając zależność (13) do wzoru (4) otrzymamy:

$$\text{grad}\left(p - \rho \frac{\partial \Phi}{\partial t}\right) = 0 \quad (14)$$

skąd:

$$p = \rho \frac{\partial \Phi}{\partial t} \quad (15)$$

Podstawiając zależność (15), którą ujmuje związek pomiędzy ciśnieniem a potencjałem prędkości, do równania falowego (12) otrzymamy ostatecznie:

$$\frac{\partial^2 \Phi}{\partial t^2} - c_0^2 \nabla^2 \Phi = 0 \quad (16)$$

Jeśli w równaniach ruchu, ciągłości i równaniu opisującym termodynamiczny stan ośrodka, które tworzą fizykalną podstawę równania falowego (16) przyjmujemy nie tylko elementy liniowe, ale także nieliniowe elementy kwadratowe to aproksymacja kwadratowa tego równania przyjmie postać:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial^2 \Phi}{\partial t^2} - c_0^2 \nabla^2 \Phi = \\ & = \frac{\partial}{\partial t} \left[\frac{1-\gamma}{2} \left(\frac{\partial \Phi}{\partial t} \right)^2 - (\nabla \Phi)^2 \right] \end{aligned} \quad (17)$$

gdzie:

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v} - \text{wykładnik adiabaty.}$$

W podobny sposób można modelować zjawisko propagacji fal naprężeniowych w ciałach stałych. Na przykład wykorzystując teorię Landau (teoria pięciu stałych) równanie (17) propagacji fali podłużnej w izotropowych ciałach stałych można opisać równaniem [5]:

$$\frac{\partial^2 s}{\partial t^2} - c_l^2 \frac{\partial^2 s}{\partial x^2} = 2c_l^2 \varepsilon_l \frac{\partial}{\partial x} \left(s \frac{\partial s}{\partial x} \right) \quad (18)$$

gdzie:

$$s = \frac{\partial u}{\partial x},$$

$$\varepsilon_l = \frac{1}{\rho_0 c_l^2} (A + 3B + C) + \frac{3}{2},$$

A, B, C - moduły Landau,

$$c_l = \frac{1}{\rho} (\lambda + 2u)^{1/2},$$

λ, u - stałe Lamé'go.

Aproksymacja kwadratowa wystarczy do badania nieliniowych zjawisk występujących w propagacji fal podłużnych natomiast analiza efektów nieliniowych występujących w falach poprzecznych

wymaga uwzględnienia nieliniowości wyższych rzędów.

3. WYKORZYSTANIE WIDM WYŻSZEGO RZĘDU

Przybliżając problemy związane z realizacją takiego ujęcia założmy, że dominujące efekty nieliniowe związane są z drugim wyrazem szeregu, zatem model sygnału można przyjąć w postaci [6]:

$$\begin{aligned} y(t) = & \int_{-\infty}^{\infty} h_1(\tau_1) x(t - \tau_1) d\tau_1 + \\ & + \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} h_2(\tau_1, \tau_2) x(t - \tau_1) x(t - \tau_2) d\tau_1 d\tau_2 \end{aligned} \quad (19)$$

Możliwość takiego zapisu wynika z pierwszych dwóch wyrazów szeregu Kołmogorowa-Gabora opisujących liniowe i biliniowe związki pomiędzy wejściami a wyjściem, natomiast przedstawiona postać wzoru (19) jest fragmentem rozwinięcia liniowego splotu wynikająca z uogólnienia tego szeregu. Zatem zgodnie z omówionym wcześniej podejściem obliczenia drugiego wyrazu można przeprowadzić wykorzystując dwuwymiarową transformatę Fouriera:

$$Y(\omega_1, \omega_2) = H_2(\omega_1, \omega_2) X(\omega_1) X(\omega_2) \quad (20)$$

gdzie: $H_2(\omega_1, \omega_2)$ - transmitancja drugiego rzędu.

Tym samym, zagadnienie wykorzystania rozwinięcia sygnału w szereg Volterry zostało sprowadzone do wyznaczania transmitancji wyższych rzędów i odpowiedniej adaptacji metod stosowanych w układach liniowych. Rozwijając to ujęcie proponuje się następujący tok obliczania poszczególnych transmitancji:

$$\begin{aligned} H_1(f) &= \frac{S_{XY}(f)}{S_{XX}(f)} ; H_2(f_1, f_2) = \\ & = \frac{S_{XXY}(f_1, f_2)}{2S_{XX}(f_1)S_{XX}(f_2)} \end{aligned} \quad (21)$$

gdzie:

$$\begin{aligned} S_{XXY}(f_1, f_2) &= \\ & = \iint R_{XXY}(\tau_1, \tau_2) e^{-j2\pi(f_1\tau_1 + f_2\tau_2)} d\tau_1 d\tau_2 \end{aligned} \quad (22)$$

jest widmem wzajemnym drugiego rzędu, natomiast:

$$R_{XXY}(\tau_1, \tau_2) = E[x(t - \tau_1)x(t - \tau_2)y(t)] \quad (23)$$

jest korelacją wzajemną rzędu drugiego pomiędzy wejściem i wyjściem.

W literaturze poświęconej zagadnieniom analizy bispektralnej [7], wskazując na zależność funkcji charakterystycznej od momentów zmiennej losowej oraz związku pomiędzy funkcjami charakterystyk pierwszego i drugiego rzędu, poszukuje się formuły wzajemnej zależności pomiędzy kumulantami i momentami:

$$\begin{aligned} C_{3,x} &= E[x_1 x_2 x_3] - E[x_1 x_2]E[x_3] + \\ & - E[x_1 x_3]E[x_2] - E[x_2 x_3]E[x_1] + \\ & + 2E[x_1]E[x_2]E[x_3] \end{aligned} \quad (24)$$

Przyjmując, że rozpatrywane zmienne losowe mają zerową wartość oczekiwaną wzór (24) otrzymamy w postaci:

$$C_{3,x} = E[x_1, x_2, x_3] \quad (25)$$

Odpowiednio dla stacjonarnego procesu losowego o zerowej wartości średniej zależność opisujący kumulant trzeciego rzędu otrzymamy w postaci:

$$C_{3,x}(\tau_1, \tau_2) = E[x(t)x(t+\tau_1)x(t+\tau_2)] \quad (26)$$

Mendel [7] wskazuje na fakt, że dla wielowymiarowego białego szumu, kumulanty są wielowymiarowymi δ - funkcjami, podobnie jak wyrażona δ - funkcją korelacja dla białego, jednowymiarowego szumu oraz, że kumulant sumy statystycznie niezależnych losowych procesów jest równa sumie kumulantów poszczególnych procesów. Dodatkowo z zależności (25) i odpowiednio (26) wynika, że do trzeciego rzędu włącznie momenty i kumulanty są identyczne. Różnica występująca dopiero przy kumulancie czwartego rzędu, która zależy zarówno od momentu czwartego rzędu jak i odpowiedniej sekwencji funkcji korelacji.

Przy założeniu, że analizowany przez nas sygnał, został poddany dyskretyzacji, odpowiednie podstawowe estymatory dla wyrazu liniowego i biliniowego przyjmą postać:

$$C_{2,x}(k) = E\{x^*(n)x(n+k)\} \quad (27)$$

$$C_{3,x}(k, l) = E\{x^*(n)x(n+k)x(n+l)\} \quad (28)$$

Z kolei zależności określające spektrum i bispektrum otrzymamy w postaci:

$$S_{2r}(f) = \sum_{k=-\infty}^{\infty} C_{2,x}(k) e^{-j2\pi f k} \quad (29)$$

$$S_{3r}(f_1, f_2) = \sum_{k=-\infty}^{\infty} \sum_{l=-\infty}^{\infty} C_{3,x}(k, l) e^{-j2\pi f_1 k} e^{-j2\pi f_2 l} \quad (30)$$

Zauważmy, że możliwość wykorzystania tego ujęcia związana jest z następującymi własnościami kumulantów:

- Jeśli $z(n)=x(n)+y(n)$ i $x(n)$ i $y(n)$ są wzajemnie niezależne, to $C_{kz}(m_k)=C_{kx}(m_k)+C_{ky}(m_k)$;
- Dla $z(n)=x(n)+w(n)$, gdzie $w(n)$ ma rozkład Gauss'a i jest niezależny od $x(n)$, wtedy $C_{kz}(m_k)=C_{kx}(m_k)$ dla $k>2$. Z tego wynika, że możemy określić kumulanty sygnału nie mającego rozkładu Gauss'a nawet, gdy jest on zaburzony kolorowym szumem gaussowskim.
- Funkcja autokorelacji nie daje możliwości wykrycia nieliniowości w sygnale, na co pozwalają kumulanty wyższego rzędu. Właśnie kumulant 3 - go rzędu, a właściwie jego transformata Fourier'a, posiada własność eksponowania występowania nieliniowości w sygnale.

Szerzej zagadnienia wykorzystania informacji zawartej w bispektrum przedstawiono w pracy [6].

Trispektrum (widmo trzeciego rzędu) jest zdefiniowane jako transformata Fourier'a kumulanta 4 - ego rzędu i przyjmuje postać:

$$S_{4x}(f_1, f_2, f_3) = \sum_{k,l,m=-\infty}^{\infty} C_{4,x}(k, l, m) e^{-j2\pi(f_1 k + f_2 l + f_3 m)} \quad (31)$$

Jak widać z równania przedstawionego powyżej trispektrum jest funkcją trzech częstotliwości. Okazuje się, że równanie to można przedstawić w postaci:

$$S_{4x}(f_1, f_2, f_3) = H(f_1)H(f_2)H(f_3)H^*(f_1 + f_2 + f_3), \quad (32)$$

gdzie:

$$H(f) = \frac{B(f)}{A(f)} \quad \text{- jest funkcją przejścia filtra}$$

modelu ARMA opisującego dany sygnał.

Z badań wynika, że, tak jak bispektrum, widmo 3 - ego rzędu charakteryzuje się największą wrażliwością na wzrost nieliniowości 2 - ego rzędu, przy czym widoczny jest brak reakcji trispektrum na wybór częstotliwości f_3 . Zastosowanie trispektrum jest utrudnione szczególnie ze względu na fakt, że obliczenia tej funkcji dla długich próbek jest bardzo czasochłonne. Jest to jeden z istotnych powodów ograniczonego wykorzystania tej charakterystyki w dotychczasowej praktyce diagnostycznej.

4. DIAGNOSTYCZNE ASPEKTY NIEKLASYCZNEJ NIELINIOWOŚCI

Coraz szersze zastosowanie metod diagnostycznych szczególnie ultradźwięków i sygnałów wibroakustycznych do badania różnych materiałów, w tym betonów i materiałów kompozytowych wskazuje na możliwość wykorzystania we wnioskowaniu diagnostycznym – prognostycznym ich nieklasycznych nieliniowych właściwości. Wskazuje się na następujące charakterystyczne cechy „zachowania się” nieklasycznych materiałów [8, 9, 10, 11]:

- zjawisko lokalnej histerezy odkształceniowej oraz dyskretnej pamięci materiału,
- przesunięcia częstotliwościowego pasma rezonansowego w stronę niższych częstotliwości, proporcjonalnie do amplitudy rezonansu, w odróżnieniu od przypadku klasycznego, w którym przesunięcie jest proporcjonalne do kwadratu amplitudy,
- kwadratowa zależność amplitudy trzeciej harmonicznej podczas, gdy stosując klasyczną teorię nieliniowości zależność tę należy odnieść do trzeciej potęgi,
- wartość tłumienia jest zależna od amplitudy,
- zjawisko tzw. „wolnej dynamiki” czyli powolne odzyskiwanie liniowych

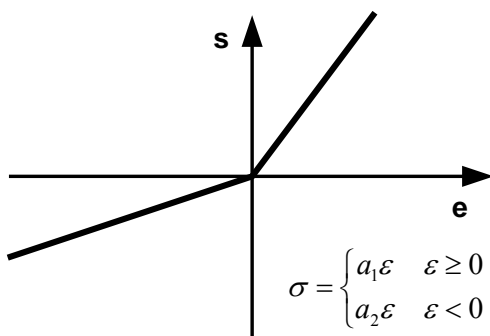
właściwości po poddaniu materiału oddziaływaniu, które wprowadziło materiał w zakres nieliniowy.

Wymienione efekty towarzyszą dużej nieliniowości, która charakteryzuje przede wszystkim ciała w stanie gazowym i materiały wykazujące się stanem wysokoelastycznym (elastomery). W ciałach stałych o budowie krystalicznej, jak na przykład metale, zjawisko dużej nieliniowości towarzyszy często degradacji, występują pęknięcia, poślizgi i inne ponadmolekularne defekty, charakterystyczne dla uszkodzeń w skali mezo.

Od dawna wiadomo, że wytrzymałość zależy od stanu materiału, szczególnie występowania pęknięć, mikroporów, poślizgów i dyslokacji. 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 [8,11] 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 (Rys. 1).



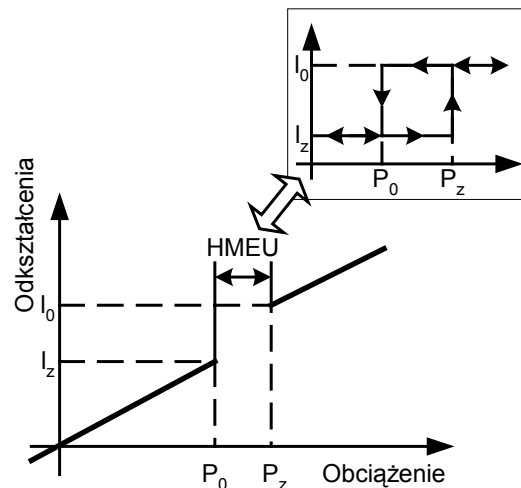
Rys. 1. Zależność naprężenia – odkształcenia w materiale biliniowym

Kolejny mechanizm prowadzący do nieklasycznej nieliniowości związany jest z koncentracją naprężeń w pobliżu pęknięć z małym

promieniem krzywizny. Duża koncentracja tego typu uszkodzeń prowadzi do istotnego wzrostu nieliniowości modułu materiału.

Trzecim wskazywanym powodem nieklasycznych zachowań nieliniowych jest analogiczny do nieliniowego kontaktu Hertza i charakteryzuje się dużym wzrostem powierzchni styku przy ściskaniu oraz istotnym jego zmniejszeniem przy obciążeniu rozciągającym.

Zauważmy, że występowanie nieklasycznych nieliniowych efektów związane jest z lokalną jakościową zmianą sztywności wywołaną występowaniem dużej liczby uszkodzeń, wywołujących efekt strukturalnej nieliniowości. Przykład modelowania tego typu zaburzeń z wykorzystaniem przestrzennej reprezentacji Preisach – Mayergoyz'a (PM) przedstawiono na rysunku 2.

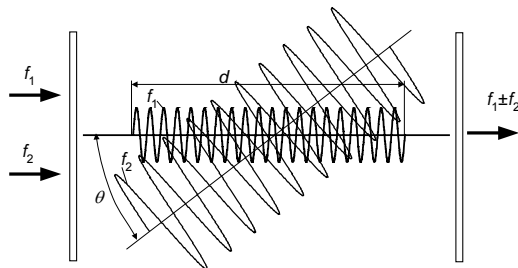


Rys. 2. Połączenie jednowymiarowego elementu HMEU z liniową charakterystyką sprężystą

Jak przedstawiono w pracy [8], model PM w stosunkowo prosty sposób umożliwia opis złożonego stanu sprężystego dowolnego materiału, przez odpowiednią kompozycję elementarnych jednostek histerezy HMEU (hysteretic mesoscopic elastic unit). Zbiór wszystkich elementarnych jednostek tworzy tak zwaną PM przestrzeń, która może być użyta do predykcji mechanicznych własności materiału.

Oznacza to, że zadanie nieliniowych metod diagnostycznych polega na wykrywaniu izolowanych defektów lub zbiorów defektów wywołujących dużą nieliniowość. W tym przypadku lokalna sprężystość jest różna dla rozciągania i ściskania, a związane z tym efekty nieliniowe prowadzą do wzrostu wysokich harmonicznych. Aby określić nieliniowe parametry ośrodka najczęściej przeprowadza się pomiar zmian poziomu kolejnych harmonicznych, najczęściej drugiej harmonicznej, wykorzystując do tego celu analizę widm wyższych rzędów lub przeprowadza się pomiar prędkości dźwięku w funkcji zewnętrznego obciążenia (ciśnienia).

Nowe możliwości otwiera pomiar przestrzennego rozkładu nieliniowych parametrów – nieliniowa tomografia akustyczna. Bazą tej metody jest analiza modulacji fazowej fali o wysokiej częstotliwości przez falę niskoczęstotliwościową albo impuls dużej mocy (pumping pulse) [12]. Schematycznie model nakładania się fal, których inne częstotliwości są w emiterze, a inne w odbiorniku przedstawiono na rysunku 3.



Rys. 3. Schemat metody nieliniowej tomografii akustycznej

5. PODSUMOWANIE

Z przedstawionego w pracy przeglądu wynika, że nieliniowa odpowiedź uszkodzonego materiału może się istotnie różnić od odpowiedzi materiału zdanego. Dlatego akustyczne metody diagnostyczne, odwołujące się do zjawisk nieliniowych (od zniekształcenia fali po multiplikatywne oddziaływanie fal o różnych częstotliwościach) mogą być wielce użyteczne w wykrywaniu uszkodzeń. Jest to dodatkowo uzasadnione tym, że w zdanym materiale efekty nieliniowe są bardzo słabe, dopiero wystąpienie uszkodzeń i związane z tym nieliniowości oraz lokalne zjawiska histerezy istotnie zwiększają możliwości detekcji cech uszkodzeń metodami nieliniowymi. Szczególnie efektywne okazuje się odwołanie do zjawisk nieliniowej interakcji sygnałów nisko i wysokoczęstotliwościowych.

Autor dziękuje Panu mgr inż. Marcinowi Jasińskiemu za pomoc w ostatecznej redakcji referatu.

LITERATURA

- [1]. Landau L.D., Lifshitz E.M.: (1987) Teoria sprężystości, Nauka, Moskwa (w jęz. rosyjskim).
- [2]. Skudrzyk E.: (1954) Die Grundlagen der Akustik, Wien, Springer, Wise M.B.,
- [3]. Malecki I.: (1964) Teoria fal i układów akustycznych, Warszawa.
- [4]. Engel Z.: (1993) Ochrona środowiska przed drganiami i hałasem, PWN Warszawa.
- [5]. Naugolnykh K., Ostrovsky L.: (1998) Nonlinear Wave Processes in Acoustics, Cambridge University Press, New York.
- [6]. Radkowski S.: (2002) Wibroakustyczna Diagnostyka Uszkodzeń Niskoenergetycznych. ITE Warszawa-Radom.
- [7]. Mendel J.M.: (1991) Tutorial on Higher-Order Statistics (Spectra) in Signal Processing and System Theory: Theoretical Results and Some Applications. Proc. of the IEEE, Vol.79 No 3, str.278÷305.
- [8]. 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.
- [9]. Van Den Abeele K.E-A. i inni: (1997) On the quasi-analytic treatment of hysteretic nonlinear response in elastic wave propagation, J. Acoust. Soc. Am., Vol. 101, nr 4, str. 1885÷1898.
- [10]. Sutin A.M.: (1992) Nonlinear acoustic diagnostics of micro- inhomogeneous media, Proc. Of the Int. Symp. On Recent Advances in Surveillance Using Acoustical and Vibrational methods, Sensil, France, str. 497÷506.
- [11]. Rudenko O.V.: (1993) Nieliniowe metody diagnostyki akustycznej, Defectoscopia, nr 6, str. 24÷32 (w jęz. rosyjskim).
- [12]. Ichida N., Sago T., Miwa A., Murakami K.: (1984) Real-time nonlinear parameter tomography using impulsive pumping waves, IEEE Trans. Sonic and Ultrasonics, Vol. 31, nr 6, str. 635÷641.



Prof. Stanisław Radkowski
profesor Instytutu Podstaw Budowy Maszyn PW
kierownik zespołu Diagnostyki Technicznej i Analizy Ryzyka. Prezes Polskiego Towarzystwa Diagnostyki Technicznej.
W pracy naukowej zajmuje się diagnostyką wibroakustyczną i analizą ryzyka technicznego

SAFETY DIAGNOSTIC IN MECHANICAL ENGINEERING

Stanisław RADKOWSKI

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

Summary

This paper focuses on the problems related to risk analysis at the stage of design. Various methods, their advantages and position in calculation procedure have been presented on the basis of international standards. The final part of the paper concerns the application of technical diagnosis in risk evaluation operations. From this point of view the possibility of use if the proportional hazard models are presented.

Keywords: Vibroacoustic diagnostic, risk assessment, proportional hazard models

DIAGNOSTYKA BEZPIECZEŃSTWA W BUDOWIE MASZYN

Streszczenie

W pracy skupiono się na problemach związanych z zastosowaniem analizy ryzyka na etapie konstruowania. Na podstawie norm międzynarodowych zaprezentowano różne metody i ich zalety oraz miejsce w procedurze obliczeniowej. Część końcowa pracy zawiera analizę możliwości zastosowania diagnostyki technicznej w oszacowaniu ryzyka. Z tego punktu widzenia zaprezentowano możliwość wykorzystania proporcjonalnych modeli zagrożeń.

Słowa kluczowe: Diagnostyka wibroakustyczna, oszacowanie ryzyka, proporcjonalne modele zagrożeń

1. INTRODUCTION

The analysis of the cost according to "life cycles" of machines and devices allows one to estimate, from economic point of view, the alternative solutions from both, the manufacturer's and the user's points of view, and above all from the point of view of social cost and damage to natural environment. The LCC (Life Cycle Costing) concept was adopted over thirty years ago in the US Defense Department. The broad presentation of the historical development of such an approach is found in [1], while putting stress on the differences and similarities of such an analysis in various countries.

The most important definition of LCC, which has been termed as Terotechnology in the UK, has been published in British Standard BS: 3811: "Terotechnology – A combination of management, financial, engineering and other practices applied to physical assets in pursuit of economic life cycle costs." For comparison, terotechnology in the Polish glossary of technical terms [2] is explained in the following way. "Terotechnology – a field of knowledge concerning rational operation and maintenance of means of production."

As regards international guidelines and regulations touching upon this issue, should be

indicated: the ISO-9004-3 standard and the IEC 300-3 standard [3] that has published by IEC National Committees, worldwide organization for standardization comprising all national electrotechnical committees.

These standards particularly highlight the costs with the product's dependability, that describes the availability performance of product. The most important factors influencing the dependability are: safety, reliability and maintainability performance. Therefore the costs associated with these factors should be accounted for in life cycle cost models. As a basis to the presentation of the LCC method's problems an approach suggested in ISO-9004-3 standard has been adopted as a basis. It assumes that achievement of a required quality of safety depends on punctual completion of the operations, compliance with the conditions and taking into account both normal and special conditions of the operation and load.

Let us note that the standard does not recommend a particular method, although it sets out a range of possible approaches. It does specify, however, the items which should be included in a proper evaluation of a project, i.e.[3]:

- issues resulting from the necessity to meet the recipient's needs, among others, safety of

the product and its environmental compatibility;

- problems resulting from the adopted technical conditions and maintenance requirements, including these related to reliability, reparability and service capability (e.g. acceptable tolerances and comparison with the capacity of production process and description of minor damage);

All these operations are supposed to ensure quality in the process of defining technical conditions at the stage of design. The principal task is to determine area limits in order to obtain satisfactory solutions. Generally, solutions which minimize the risk of loss, including the risk of legal liability, are deemed satisfactory. It requires a proper identification of risk aspects and a guarantee of maximum safety of the use of the product, even if it is misused. Practically, it implies a procedure which allows:

- a) identification of hazard related to all stages and conditions of use of the product, including installation, inspections and possible scrapping;
- b) definition of risk resulting from hazard related to these operations;
- c) evaluation of required safety level with respect to acceptable risk;
- d) minimizing hazard by means of additional safety measures.

In other words, it has to be taken into account that the traditional evaluation method related to the quality of design must be reviewed. It concentrates mainly on the feasibility of punctual completion of the project, within budget limits and in compliance with specified functional tasks. First of all, according to the tendency of quality evaluation in project valuation all stages and phases of formation and existence of the object should be taken into account and then risk analysis should follow. At this stage of project development special attention should be paid to the problem of reduction of uncertainty of type and size of hazard. Therefore, the problems of hazard identification, including identification of the mechanism of hazard formation, determination of initial events and peak events initiating damage, should be treated extensively.

2. RISK EVALUATION PROGRAM

It is advisable to draw up a risk evaluation program in relation to complex systems or systems with a particular hypothetical hazard. In accordance with the suggestion in IEC 300-3-X draft standard, such a program should make it possible to identify hazard as well as risk evaluation and management. (Fig. 1). The principal element of this program is risk identification, which is the condition for proper definition of acceptable hazard values as well as for detection and interpretation of relationships and dependency between individual events. At the same

time, it enables evaluation of the occurrence of undesirable events and size of hypothetical damage. This, in turn, makes it possible to determine conditions under which critical risk values may be reached or exceeded. According to the guidelines set out in CEI/IEC 300-3-9 standard [3], the abovementioned operations should be performed in a determined order and enable implantation of risk analysis process in the form of iterative algorithm (Fig. 2). First of all, it is noted that the aim and scope of operations should be formulated, in a manner which allows further adjustment as the results are being obtained. It concurs in particular a description of cause-result relationships implied by the structures of the analyzed system, determination of external and internal influences and assumptions adopted in connection with the conditions of implementation of functional operations.

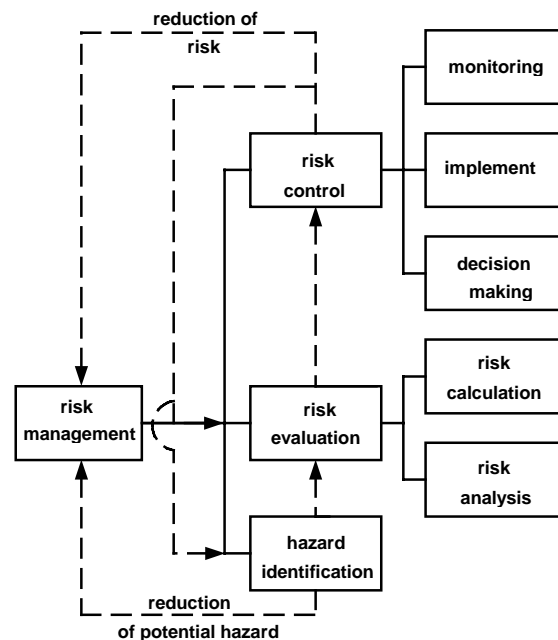


Fig. 1 Elements of risk evaluation and risk management program

Such an approach makes it possible to analyze the principal problem, i.e. hazard identification and analysis of the consequences of the occurrence of undesirable events. Only the implementation of the analyses and risk evaluation with respect to the occurrence of an undesirable event will enable calculation of the size of risk and, following a proper verification of results, preparation of final report [4].

Let us note that the key problem in the implementation of risk analysis process is evaluation of potential hazard, including a hypothetical process of becoming damaged and possible damage. This implies a necessity to determine the method and scope of operations eliminating or reducing hazard. It also implies, depending on the obtained result, continuation of

risk calculation; or, if hazard or the consequences are negligible, termination of analysis.

In order to obtain a correct solution to a task formulated in such a way, it is necessary to make the right choice of the method of the analysis. The most frequent criterion of choice is determination - depending on the project development and availability of useful information - the aim of the research, type and degree of complexity of the analyzed system; size of potential hazard, including a hypothetical hazard to life and health, possibility of environmental damage or possible economic loss. When the aim of the analyses is to determine the critical risk level, additionally non-material damage is analyzed, in particular the loss of market position, lower confidence in other products of the company and the influence on the risk acceptance level.

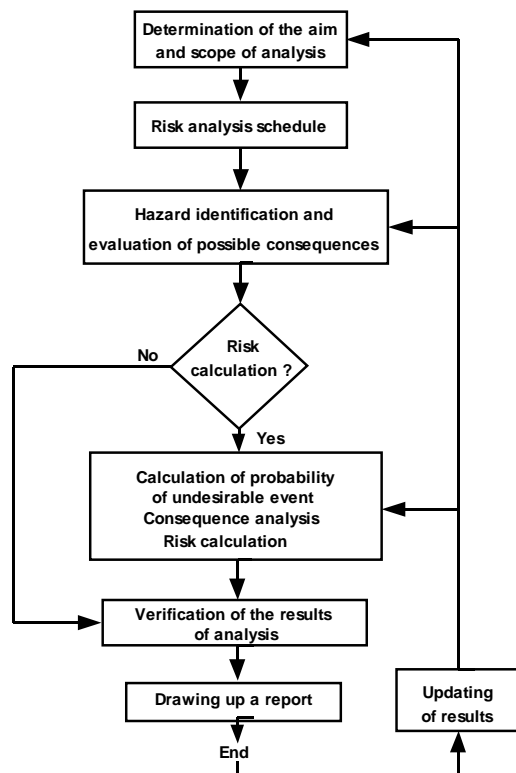


Fig. 2 Risk analysis algorithm recommended by the standard

Among a series of methods, which are drawn up in the form of international standards and often recommended by certain regulations to be applied in risk analysis, from constructor's viewpoint the most important one is HAZOP (Hazard and Operability Study). It is a modification of FMEA method (failure mode and effect analysis). The method, originally drawn up and developed for the purposes of chemical industry, is being more and more widely applied in other branches of technology. In practice, the application of this approach implies a systematic analysis of system operation as well as identification and definition of

hazard, including hazard unpredictable in normal operation and possible operational problems. Since the information we have in the construction process is not complete and unreliable, and due to the fact that certain decisions are taken in the conditions of uncertainty as far as the method and intensity of the processes of degradation and wear are concerned, such analyses may prove particularly useful.

The important factor here is reduction of uncertainty of evaluation of changes in technical condition as well as the increase of influence on the size of damage, including the process of damaging. To become more familiar with these issues, let us consider a problem of application of methods and means of technical diagnosis.

3. APPLICATION OF DIAGNOSTIC METHODS

As regards the fields that strive to predict the safety levels for a specific product which operates in a defined environment, we should consider the possibility of using the diagnostic methods. Diagnosis enables supervision and rational control of the course of operating processes.

As regards the human engineering systems, it is the medical, psychological and social diagnosis that should be applied, while with regard to the natural environment, we should, generally speaking, apply the ecological diagnosis [5]. All these types of diagnosis should ensure the description of the current status, the explanation of the reasons of such a status and the time horizon for emergence the next step status with a defined probability. The statuses can be indicated while using numerical quantification for security purposes, and specified levels of risks of loss can be assigned to them.

In general, in the implementation of any production process with a determined level of quality and effectiveness of production, there is always an assumption of process parameters being maintained. At the same time, the abovementioned parameters are load parameters and their occurrence may cause damage.

From the relationship of load and damage there result various types of damage and necessity of development and proper choice of obtaining and analysis of diagnostic information. For instance, distribution of load depends both on external factors and on the sensitivity of an object to internal disturbance.

In order to reduce occurrence of failure, we should, at the stage of design, identify the factors whose occurrence or modification in course of operation could cause changes in the technical condition of the object thus leading to the inefficiency of operation and, subsequently, causing failure.

Such a procedure allows us to determine the method of finding out diagnostically important

information and to establish signal parameters of significant diagnostic usefulness.

Attention to the problems connected with measuring, data transmission, elimination of disturbances and error estimation will, on the one hand, allow us to estimate the diagnostic ability of the analyzed variant of the project. On the other hand, it will allow us to determine methods and means of diagnostic system with respect to formulated aims of the diagnosis and access to the information a priori concerning a possible course of failure, nature and course of the process of becoming damaged, size and range of damage and anticipated loss.

Referring to the definition of risk as presented by Kuhlmann [6], who defines risk as an anticipated value of potential loss, and with reference to the model of the occurrence of damage and potential course of events, an exemplary model of risk evaluation, according to Roland and Moriarty [7] can be presented as follows:

$$P(S_{t_n}) = \sum_i \sum_j \sum_k P(I_i)P(C_j/I_i)P(L_k/C_j)P(S_{t_n}/L_k) \quad (1)$$

where:

- n - kind of loss
- $P(S_{t_n})$ - probability of cost S_{t_n} per one exposure unit
- $P(I_i)$ - probability of the occurrence of I_i initiating event
- $P(C_j/I_i)$ - conditional probability of the occurrence of C_j damage provided I_j occurs
- $P(L_k/C_j)$ - conditional probability of the occurrence of L_k loss provided C_j occurs
- $P(S_{t_n}/L_k)$ - conditional probability of the occurrence of S_{t_n} cost provided L_k occurs

The global size of risk can be then determined as an anticipated cost of loss taking into account all periods of exposure:

$$\bar{r} = \sum_m \sum_n P(S_{t_{n,m}}) \cdot S_{t_{n,m}} \quad (2)$$

- m - possible periods of exposure
- n - different types of loss
- $S_{t_{n,m}}$ - cost as a value of discrete random variable

Formula (1) indicates a possible modification, which can take into consideration the type of random variables (discrete, continuous), degree of dependence or independence of individual variables, distribution of the probability of random variables or stochastic processes. In general, risk quantity calculated in result of such a procedure can be used as a measure for hypothetical loss in the procedure of establishment of the limiting value of a diagnostic parameter.

In many cases the technical condition of an element can be quite easily defined. This may result from the earlier operational analyses as regards

resistance to errors, and above all the "ability to inspect" an object. In many cases such an approach calls for use of devices which will be able to assess the condition of selected, critical parts," from the outside". This is connected with the need for planning the connection points for the measuring devices, setting the measurement points and potentially feeding the measurement wires outside an object or to a selected point in which the measurement and analysis module can be used. In another, more developed variant, the approach leads to installation of the measurement-and-analysis devices directly on a given object, or in fact application of a diagnostic-and-prognostic system. Each subsequent step means additional manufacturing and operational cost. A systematic diagnostic analysis should eventually decide which diagnostic strategy would be adopted.

For instance, in a statistical method of decision making as presented by Birger [8], in addition to the determination of loss at failure, also the cost of unnecessary repair and the probability of the occurrence of 'fit' and 'unfit' state should be defined. Only then the relationship which allows us to define reliability quotient can be established and in the next stage, we can define, the limiting value of the diagnosis parameter:

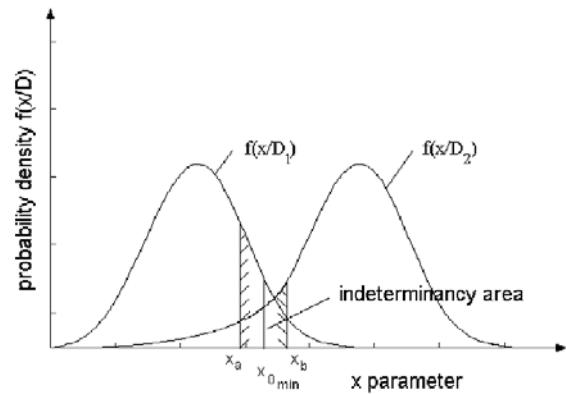


Fig. 3 An example of establishment of the limiting value

$$\begin{aligned} \bar{r} = & R_{11}P_1 \int_0^{x_a} f(x/D_1)dx + R_{12}P_1 \int_{x_b}^{+\infty} f(x/D_1)dx + \\ & + R_{21}P_2 \int_0^{x_a} f(x/D_2)dx + R_{22}P_2 \int_{x_b}^{+\infty} f(x/D_2)dx + \quad (3) \\ & + R_0 \int_{x_b}^{x_b} [P_1 f(x/D_1) + P_2 f(x/D_2)]dx \end{aligned}$$

where:

- R_{11}, R_{22} - costs borne in order to obtain information and perform operations connected with making the right decision (timely repair - avoidance of repair in the state of operational efficiency),

- R_{21} - costs related to the occurrence of failure, established on the basis of formula (2),
- R_{12} - cost of unnecessary repair,
- P_1, P_2 - probability of the object being in D_1 state of efficient operation or D_2 state of inefficiency of operation,
- R_0 - cost of uncertainty related to the occurrence of error of the model and random nature of signal.

The optimal maintenance performance in connection with system condition monitoring is concentrated on suitable rules for replacement system comprising of items. The more interested problems of optimal degradation process control of a critical unit as a kind of technical diagnostics do not possess a standard solution. The solution in term of the optimum scheduling procedures has an insufficient connection to the physical degradation processes experienced under external loads.

Therefore, the important task is to create and to apply such operational models that take into account the degradation processes with an adequate stochastic description of the damage processes.

The simplest statistical distribution that can be used is the exponential distribution. At this time in the literature [9, 10, 11] are discussed the exponential regression models, there are the combination of an exponential systematic component and exponentially distributed errors (covariates). At first let to present some problems of using this models.

While the value of the covariate, z , does not change over time and assuming $y = \ln(t)$, $v^* = \ln v$ the exponential model of the survival time may be expressed as follows:

$$y = \beta_0 + \beta_1 z + \sigma v^* \quad (4)$$

On this way, survival time is determined by systematic and error component (the v part) By choosing the value of the shape parameter σ we can determine the form of hazard function. In the publication [9] it is shown that the error component distribution is exponential when the value of shape parameter is equally to one and the hazard function is:

$$h(t, z, \beta) = e^{-(\beta_0 + \beta_1 z)} \quad (5)$$

In this case the hazard function does not depend on time and the probability of failure is constant as long the subject has been followed.

For no constant hazard function is to assume that the shape parameter is not equal to one.

On this way the survival time has a Weibull distribution and the hazard function equation is:

$$h(t, z, \beta, \alpha) = \frac{\alpha t^{\alpha-1}}{e^{(\beta_0 + \beta_1 z) t^\alpha}} \quad (6)$$

where: $\alpha = \frac{1}{\sigma}$;

The hazard function change in (6) must be monotonic, the function increases if $\alpha > 1$ and decreases if $\alpha < 1$. In certain applied settings this

type of hazard function will be still not suitable. For diagnosis aim the model must describe the error component distribution that determine the basic underlying distribution of survival time and must additionally characterize the impact of systematic components on the distribution changes of survival time. In general one needs to specify the hazard functions as a function of time and covariates (systematic components):

$$h(t, z, \beta) = h_0(t)r(z, \beta) \quad (7)$$

where:

$h_0(t)$ – characterizes the changes of the hazard function as a function of survival time.

$r(z, \beta)$ – characterizes the changes of the hazard function as a function of subject covariates.

The model (7) was proposed by Cox [10] with suggestion to use:

$$r(z, \beta) = e^{z\beta} \quad (8)$$

With this parameterization the equation (7) is:

$$h(t, z, \beta) = h_0(t) \exp[z\beta] \quad (9)$$

The Cox model is referred to the proportional hazards model to the fact that in (9) the hazard functions are related multiplicatively and their ratio is constant over survival time.

In general the influence of a covariate on the hazard function is expressed by the covariate parameters. For example the mathematical formula for the Weibull proportional hazard model at time t is:

$$h(t, z, \beta, \alpha) = \frac{\alpha}{\eta} \left(\frac{t}{\eta} \right)^{\alpha-1} \exp[\beta_1 z_1(t) + \dots + \beta_p z_p(t)] \quad (10)$$

where η is the scale parameter, α is the shape parameter, $\beta_1 \dots \beta_z$ are the covariate parameters and t refers to working age.

An important use of model containing a single covariate. Using the link function in term of the natural log transformation one has possibility to analyze the proportional hazard model as the log – hazard function:

$$g(t, z, \beta) = \ln(h_0(t)) + z\beta \quad (11)$$

For a change from $z = a$ to $z = b$ the difference in the log hazard function is:

$$g(t, a, \beta) - g(t, b, \beta) = (a - b)\beta \quad (12)$$

It means, that baseline hazard function is subtracts itself out and the difference (12) does not depend on time.

In general, as shown in [11] as the covariate we may consider the condition of operation like load or temperature, the corrosion level and many other factors – even of a binary nature. The multiplicative shape of the hazard function makes easy to show the impact of the covariates in terms of the logistic vector on the hazard function and survival function.

On the other hand the function of $h_0(t)$ the hazard function changes during the operating time. Now suppose that due to diagnostic procedure some additional information becomes available. As is

shown in [12] the inherent variability of the basic random variable can be used to estimate the posterior distribution by Bayesian updating:

$$f''(t) = \frac{f\left(\frac{B}{t}\right)f'(t)}{\int_{-\infty}^{\infty} f\left(\frac{B}{t}\right)f'(t)dt} \quad (10)$$

This distribution with updated parameters can be used in a probabilistic analysis and design of product for a desired level of reliability and safety.

CONCLUSIONS

Using a diagnostic system results in the possibility of setting a policy limit which responds to some economic objective, like the minimizing the total cost of failure and maintenance, maximizing physical asset availability or achieving a particular performance measure such as a target ratio of planned to breakdown maintenance.

The analysis should fulfill the following postulates:

- account for all the essential features of a system,
- enable comprehensive assessment of diagnostic aspects of alternative solutions that will support mutual comparison of these elements,
- indicate these elements which from a diagnostic point of view are weakest and in what extent, so as to set the priorities for their elimination,
- the overall evaluation of the diagnostic aspects of a given solution must enable its inclusion among other quality parameters, so as to enable the selection of a compromise solution.

Generally the Life Cycle Cost Method needs to be integrated with the reliability design process by taking into account the cost of useful diagnostic information.

BIBLIOGRAPHY

- [1].Okano K.: (2001) Life cycle costing – An approach to life cycle cost management: A consideration from historical development, *Asia Pacific Management Review*, Vol. 6, no 3, pp 317-341.
- [2].Leksykon naukowo-techniczny z suplementem (1989), WNT, Warszawa.
- [3].Application guide - Section 9: (1995) Risk analysis of technological systems. CEI IEC 300-3-9.
- [4].Strand, H., Vorath, B.J.: (1992) *Sicherheitsgerechtes Konstruieren*, Verlag TÜV, Rheinland.
- [5].Brandowski A, Girtler J.: (2000) *Metody diagnostyczne w nauce o bezpieczeństwie*. Materiały II MKDT, Warszawa.
- [6].Kuhlmann, A.: (1981) *Einführung in die Sicherheitswissenschaft*, Verlag TÜV.
- [7].Roland, H.E., Moriarty, B.: (1983) *System Safety Engineering and Management*, N. York J. Wiley.
- [8].Birger, I.J.: (1978) *Tekhnicheskaya Diagnostika*, Mashinostrojenije, Moscow.
- [9].Hosmer D.W., Lemeshov S. (1998) *Applied survival analysis*. John Wiley & Sons, New York, USA
- [10].Cox D.R. (1972) Regression models and life tables. *Journal of Royal Statistical Society*, series B, Vol. 34 pp 187-220.
- [11].Cempel C., Natke H.G., Yao J.T.P.: (2000) Symptom reliability and hazard for systems condition monitoring, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 14, No 3, pp 495-509
- [12].Cruse T.A. (1997) *Reliability – based Mechanical Design*, Marcel Dekker Inc. New York, USA



Stanisław RADKOWSKI
Professor of Institute of Machine Designs Fundamentals of Warsaw University of Technology, manager of Technical Diagnostics and Risk Analysis team, president of Polish Society of Technical Diagnostics.
In scientific work he is concerned with vibroacoustic diagnostics and technical risk analysis

NAPRĘŻENIOWO-DRGANIOWE MODELE DIAGNOSTYCZNE ZMĘCZENIOWYCH USZKODZEŃ KÓŁ ZĘBATYCH

Stanisław RADKOWSKI, Maciej ZAWISZA

Instytut Podstaw Budowy Maszyn Politechniki Warszawskiej

02-524 Warszawa, ul. Narbutta 84, (0-22) 660-72-86, ras@simr.pw.edu.pl, mzawisza@simr.pw.edu.pl

Streszczenie

Możliwość diagnozowania rozwoju uszkodzeń, w szczególności pęknięć zmęczeniowych stało się impulsem do podjęcia prac nad zagadnieniami prognozowania trwałości zmęczeniowej krytycznych elementów maszyn i urządzeń. Spośród wielu zagadnień związanych z tym tematem, szczególne miejsce zajmuje problematyka diagnozowania okresu pre-nukleacyjnego oraz wykrywania inicjacji pęknięcia zmęczeniowego. Zainteresowanie tą tematyką zaowocowało wieloma opracowaniami, w których autorzy proponują różne modele i związane z tym rozwiązania tego problemu. W celu określenia użyteczności sygnału SWA do obserwacji różnego typu uszkodzeń kół zębatach analizie poddano analityczne postaci sygnałów przyspieszeń drgań obudowy zarejestrowane podczas przyspieszonych badań trwałościowych przekładni zębatej prowadzonych przy różnych wartościach obciążenia układu. Jego wielkość wiąże się ściśle z typem uszkodzenia koła. Powiązanie ich ze zmianami naprężeń w podstawie zęba pozwoli na analizę przydatności wybranych parametrów sygnału SWA generowanego przez przekładnię zębatą do opisu różnego typu uszkodzeń kół zębatach.

Słowa kluczowe: diagnostyka wibroakustyczna, modele diagnostyczne, zmęczeniowe pęknięcia zęba

STRESS-VIBRATION DIAGNOSTIC MODELS OF FATIGUE TOOTH FAILURE

Summary

The possibility of diagnosis of defect development, particularly the fatigue-related cracks has given an impulse for starting the work on forecasting the resistance to fatigue (durability) of critical elements of machines and devices. Out of numerous issues related to this topic, it is the diagnosis of pre-nucleation period and detection of the initiation of fatigue-related cracks that occupy a special place. The interest in these topics resulted in the development of numerous studies whose authors have proposed various models and solutions of the problem. In order to determine the utility value of an SWA signal for the purpose of observation of various types of defects of toothed wheels, we subjected to analysis the analytical forms of the signals related to acceleration of vibration of the casing as registered during the accelerated durability tests of a toothed gear conducted for various system load values. The size of the load is directly related to the type of wheel defect. Linking the signals (?) to changes of stress at tooth base will enable the analysis of utility value of selected SWA signal parameters, generated by a toothed gear, for description of various types of toothed wheels defects.

Keywords: vibroacoustic diagnostics, diagnostic models, fatigue tooth failure

WPROWADZENIE

Jak wynika z pracy [1], możliwość wykrywania i diagnozowania pęknięć zmęczeniowych stała się impulsem do podjęcia prac nad zagadnieniami prognozowania trwałości zmęczeniowej krytycznych elementów maszyn i urządzeń. Spośród wielu zagadnień związanych z tym tematem, szczególne miejsce zajmuje problematyka diagnozowania okresu pre-nukleacyjnego oraz wykrywania inicjacji pęknięcia zmęczeniowego.

Większość dotychczasowych badań zmęczeniowego pęknięcia zęba u podstawy polega na śledzeniu

wielkości pęknięcia zęba. Taki sposób prowadzenia eksperymentu niesie ze sobą możliwość popełnienia dużego błędu. Może on w przypadku badań wysokocyklowych wynosić nawet do 100% [2]. Stąd też autorzy postanowili poszukać innego parametru stanu technicznego, który dawałby większą wiarygodność prognozy o stanie badanej przekładni. Postanowiono więc odwołać się do zmian naprężeń w stopie zęba. Ze względu na istotne techniczne trudności związane z wykonywaniem pomiarów naprężeń w stopie zęba koła zębatego postanowiono sprawdzić czy istnieje możliwość opisanie zmian struktury naprężeń zmianami występującymi w

sygnale wibroakustycznym generowanym przez przekładnię zębatą. Umożliwiłoby to śledzenie zmian naprężeń koła zębatego na podstawie analizy sygnału SWA przekładni.

Analizę przeprowadzono na przykładzie rezultatów pomiarów drgań przeprowadzonych podczas prób zmęczeniowego wyłamania zęba w kole zębatym na laboratoryjnym stanowisku mocy krążącej.

Stanowisko do przyspieszonych badań wytrzymałości zmęczeniowej zęba wyposażono w układ telemetryczny firmy ESA Messtechnik GmbH, umożliwiający transmisję danych z wirujących elementów maszyn. Układ ten wykorzystano do pomiaru naprężeń u podstawy zęba koła zębatego w badaniach zmęczeniowej trwałości na stanowisku mocy krążącej znajdującym się w IPBM PW. Opis i działanie układu zaprezentowano w pracy [3]. Elementem pomiarowym były tensometry firmy MEASUREMENTS GROUP INC o oporności $350\Omega \pm 0.2\%$, stałej $2.06 \pm 1.0\%$ i powierzchni bazowej 0.79×0.81 mm, zakresie temperatur $-75 \div 175^\circ\text{C}$, naklejone u podstawy jednego z zębów. Umożliwia to śledzenie zmian naprężeń u podstawy zęba w trakcie zbliżania się do chwili wyłamania zęba. Pomiar naprężeń w kole zębatym odbywał się w czasie rzeczywistym podczas pracy przekładni (w oleju i w temperaturach do 90°C , prędkość obrotowa wału zębniaka ok. $1460\text{obr}/\text{min}$).

Eksperyment przeprowadzono dla trzech kół zębatych, naklejając tensometry na nie uszkodzonym zębie.

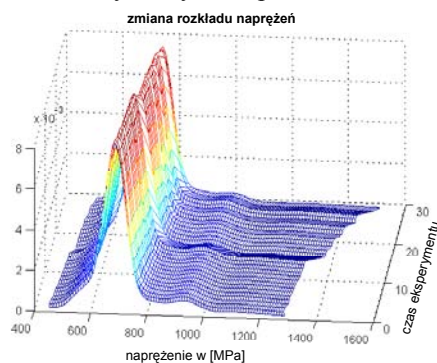
Jako układ odniesienia przyjęto odpowiedź dynamiczną przekładni uzyskaną w początkowej fazie eksperymentu laboratoryjnego.

Przeprowadzono analizę porównawczą parametrów statystycznych, odnoszących się zarówno do przebiegów jak i rozkładów, naprężeń u podstawy zęba i trzech opisanych wcześniej postaci analitycznych sygnału wibroakustycznego (sygnał po uśrednieniu synchronicznym, sygnał residualny i sygnał różnicowy) oraz obwiedni sygnału odfiltrowanego w pasmach obejmujących 1 lub 3 częstości obrotowe zębniaka wokół odpowiednio pierwszych 8-miu harmonicznych częstości ząbienia.

Analizowane parametry statystyczne to: wartość średnia, wariancja, asymetria, kurtoza, współczynniki Hermita i dwie postacie miary Kullback'a, jedna uwzględniająca tylko zmiany wariancji, druga dodatkowo analizująca zmiany wartości średniej. Postacie miary Kullbacka jak i współczynników Hermita opisano dokładnie w pracy [4].

W wyniku przeprowadzonej wstępnej analizy okazało się, że w trakcie całego eksperymentu nie występuje istotna zmiana wartości średniej naprężeń, natomiast informacja o zbliżaniu się do chwili wyłamania zęba zawarta jest w zmianie rozproszenia próbki. Potwierdzeniem tego spostrzeżenia jest obserwacja zmiany rozkładu amplitud naprężeń (Rys. 1).

Diagnostycznie użyteczne okazały się parametry odnoszące się do zmian wyższych momentów. Jest to spowodowane tym, że wraz z inicjacją i później rozwojem pęknięcia zmęczeniowego pojawiają się coraz większe zmiany w strukturze naprężeń w stopie uszkodzonego zęba wynikającą ze zmiany jego sztywności. Zwiększanie zaburzenia obciążenia na odcinku przyporu powoduje coraz bardziej udarową współpracę kół zębatych, objawiającą się zaburzeniami prędkości obrotowej wałów współpracujących kół. W sygnale drganiowym obudowy przekładni pojawia się coraz większa wartość maksymalnych amplitud.



Rys. 1. Zmiana rozkładu amplitud naprężeń w stopie zęba podczas eksperymentu

Powiększająca się nieliniowość jednoznacznie sugeruje poszukiwanie informacji diagnostycznej o zbliżającym się wyłamaniu w pasmach częstości związanych z modulacjami pochodzącymi od wałów współpracujących kół zębatych. Stąd też kolejne fazy uszkodzenia najwyraźniej wskazują parametry obliczone dla residualnego i różnicowego sygnału drganiowego oraz obwiedni sygnału odfiltrowanej w pasmach wokół wyższych harmonicznych ząbienia obejmujących modulacje prędkościami obrotowymi wałów.

Najlepsze wyniki osiągnięto dla przypadku wyłamania zęba bez pittingu, ponieważ rozwijający się pitting zakłóca analizowane pasmo częstości.

Podkreślić należy fakt, iż we wszystkich omawianych przypadkach zębów, który uległ wyłamaniu podczas eksperymentu nie był zębem, na którym naklejono tensometry.

DIAGNOSTYCZNY MODEL ZMĘCZENIOWEGO PĘKNIĘCIA ZĘBA U PODSTAWY

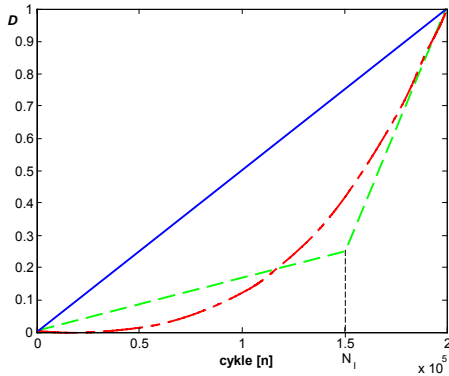
Przystępując do określenia modelu diagnostycznego przyjmijmy, że z wyników eksperymentu diagnostycznego miara rozwoju zmęczeniowego pęknięcia będzie miała postać:

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

gdzie:

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

$K(\theta)$ – miara Kullbacka dla czasu eksploatacji θ
 $K(\theta_0)$ – miara Kullbacka na początku eksploatacji
 $K(\theta_f)$ – miara Kullbacka w chwili wyłamania zęba
 przy czym gdy $K(\theta) = K(\theta_f)$ wówczas $D = 1$,
 natomiast gdy $K(\theta) = K(\theta_0)$ to $D = 0$.



Rys. 2. Wibroakustyczne modele diagnostyki zmęczeniowego wyłamania zęba w przekładni zębatej

Odwołując się do znanych w mechanice zmęczeniowego zniszczenia modeli oraz sposobu prognozowania okresu zmęczeniowego zużycia łożysk [5] w podobny sposób zdefiniujemy zasady kumulacji uszkodzeń ze względu na przyjętą miarę rozwoju pęknięcia (Rys. 2) [6]:

$$D = \frac{N}{N_f} \quad - \text{dla liniowej zasady kumulacji}; \quad (2)$$

$$D = \left(\frac{N}{N_f}\right)^q \quad - \text{dla akumulacji opisaną krzywą}; \quad (3)$$

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

modelu kumulacji opisanego dwoma odcinkami prostej; (4)

$$D = 1 + \frac{(1-\lambda)}{N_i - N_{ii}} (N - N_{ii}) \quad - \text{dla fazy propagacji}$$

pęknięcia w modelu kumulacji opisanego dwoma odcinkami prostej. (5)

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 (2÷5) otrzymamy odpowiednio:

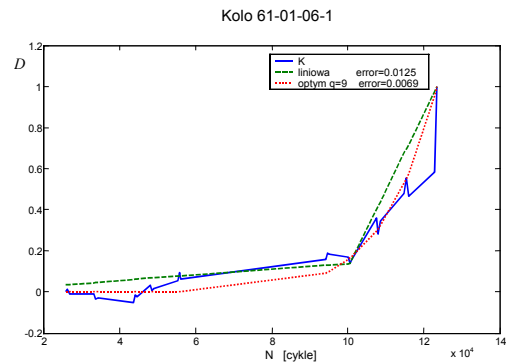
$$\frac{K(\theta)}{K(\theta_0)} = 1 - \frac{1}{C_1} \frac{N}{N_f} \quad (6)$$

$$\frac{K(\theta)}{K(\theta_0)} = 1 - \frac{1}{C_1} \left(\frac{N}{N_f}\right)^q \quad (6.27)$$

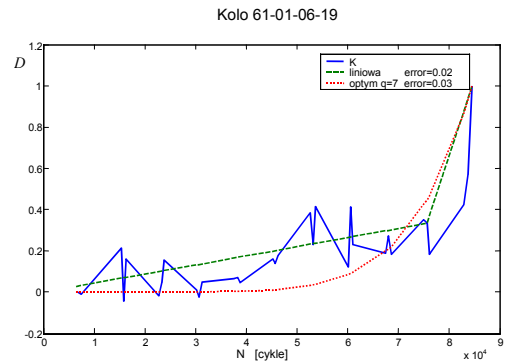
$$\frac{K(\theta)}{K(\theta_0)} = 1 - \lambda \frac{1}{C_1} \frac{N}{N_f} \quad (8)$$

$$\frac{K(\theta)}{K(\theta_0)} = 1 - \frac{1}{C_1} \left(1 + \frac{(1-\lambda)}{N_i - N_{ii}}\right) (N - N_{ii}) \quad (9)$$

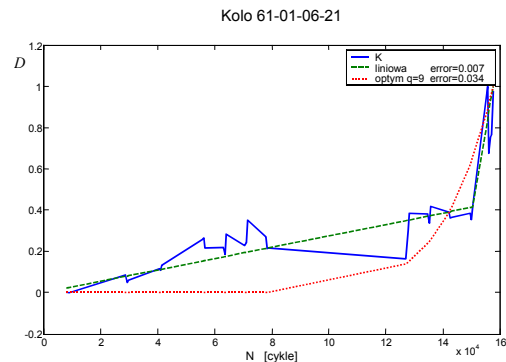
Jako parametr wejściowy do modelu diagnostycznego przyjęto funkcję regresji opisującą zmianę miary Kullbacka z naprężeń poprzez zmianę tejże miary sygnału residualnego i obwiedni sygnału wibroakustycznego odfiltrowanej wokół odpowiednio 4, 5 i 6 harmonicznej częstotliwości ząbienia w paśmie 60Hz.



Rys. 3. Wskaźnik kumulacji uszkodzenia D dla koła 61-01-06-1



Rys. 4. Wskaźnik kumulacji uszkodzenia D dla koła 61-01-06-19



Rys. 5. Wskaźnik kumulacji D uszkodzenia dla koła 61-01-06-21

Z przeprowadzonych analiz można zauważyć, że istnieje możliwość wyróżnienia okresu inicjacji, a występująca w okolicach tego punkt zmiana przebiegu krzywej sugeruje przyjęcie modelu określonego zależnościami (5) i (9).

Przebieg zmian przyjętej miary przedstawiono na rysunkach 3÷5.

Należy zwrócić uwagę na to, że w przypadku koła 61-01-06-1 opis kumulacji uszkodzenia krzywą wykładniczą okazał się bardziej dokładny. Wynika to z faktu łagodniejszego przejścia z fazy prawidłowej pracy przekładni w fazę inicjacyjną pęknięcia.

PODSUMOWANIE

Zasadniczym motywem pracy była analiza występowania uszkodzeń zmęczeniowych i możliwość diagnozowania zmęczeniowego zniszczenia koła zębatego znajdującego się pod dynamicznym obciążeniem. Z przeprowadzonych badań symulacyjnych i eksperymentów laboratoryjnych na stanowisku mocy krążącej wynika, że wpływ czynników losowych wzrasta wraz z rozwojem uszkodzenia zmęczeniowego.

Potwierdza to przyjęte na wstępie założenie o konieczności badania ewolucji rozkładów prawdopodobieństwa jako istotnego parametru diagnostycznego. Wykazano możliwość wyznaczenia granicznych wartości określonego parametru dla ustalenia okresów eksploatacji prowadzonej według rzeczywistego stanu technicznego oraz zidentyfikowania fazy rozwoju uszkodzenia.

Zmiany parametrów rozkładów prawdopodobieństwa zaobserwowane tak w przypadku naprężeń jak i wybranych parametrów mierzonego na obudowie przekładni sygnału wibroakustycznego potwierdzają tezę o istnieniu skorelowania pomiędzy naprężeniami, a zmianami struktury częstotliwościowej sygnału wibroakustycznego.

Należy zauważyć, że mimo istotnych różnic osobniczych poszczególnych próbek odpowiednie zależności regresji wielorakiej budowane są na podstawie tych samych parametrów sygnału wibroakustycznego.

Dodatkowo uzyskane równania regresji wielorakiej mogą być podstawą do zbudowania odpowiedniego algorytmu określania wartości alarmowych wielowymiarowego symptomu drganiowego umożliwiającego operatorowi podjęcie odpowiedniej decyzji eksploatacyjnej lub automatyczne wyłączenie nadzorowanego obiektu.

Zastosowany układ telemetryczny pozwolił potwierdzić istnienie jednoznacznych związków pomiędzy przyjętymi modelami diagnostycznymi a zmianami naprężeń obserwowanych na kole podczas prób trwałościowych.

Szczególnie cennym z tego punktu widzenia jest wykrycie zależności pomiędzy ewolucją rozkładu prawdopodobieństwa wartości amplitud w pasmach zmodulowanych wyższych harmonicznymi

częstotliwości ząbienia, a zmianami rozkładu amplitud naprężeń koła zębatego. Stanowi to bezpośrednie potwierdzenie przyjętej tezy o występowaniu informacyjnie istotnych zmian w widmie sygnału wibroakustycznego i rozwijającym się efekcie zmodulowania, spowodowanych zwiększającym się oddziaływaniem czynników stochastycznych w miarę rozwoju procesu zniszczenia zmęczeniowego.

LITERATURA

- [1] Radkowski S., 2003 Wykorzystanie sygnału wibroakustycznego w prognozowaniu rozwoju pęknięcia zęba w przekładni zębatej, Zimowa Szkoła Niezawodności, Szczyrk.
- [2] Boehner R., 1992 Bauteilund Anlagensicherheit. Vogel Buchverlag, Wuerzburg, Niemcy.
- [3] RADKOWSKI S., ZAWISZA M., 2003 Wykorzystanie sygnału wibroakustycznego w badaniu powstawania i rozwoju pęknięcia zmęczeniowego u postawy stopy zęba w przekładni zębatej, XXX Ogólnopolskie Sympozjum Diagnostyka Maszyn, Węgierska Górka.
- [4] RADKOWSKI S., 2002, Niezawodnościowo - zorientowana diagnostyka wibroakustyczna, XXX Zimowa Szkoła Niezawodności, Szczyrk, 348÷360.
- [5] QIU CH. ZHANG J., SETH B.B., LIANG S., 2002, Damage Mechanics Approach for Bearing Lifetime Prognostics, Mechanical systems and Signal Processing vol. 15 nr 5, str. 817÷829.
- [6] ZAWISZA M., 2003, Wykorzystanie informacji zawartej w sygnale wibroakustycznym do oceny prawdopodobieństwa wystąpienia awarii w przekładni zębatej, Rozprawa doktorska Politechnika Warszawska.



Prof. Stanisław RADKOWSKI
profesor Instytutu Podstaw Budowy Maszyn PW, kierownik zespołu Diagnostyki Technicznej i Analizy Ryzyka, Prezes Polskiego Towarzystwa Diagnostyki Technicznej. Obecnie zajmuje się diagnostyką maszyn oraz analizą ryzyka technicznego



Dr inż. Maciej ZAWISZA
pracownik naukowo-techniczny Instytutu Podstaw Budowy Maszyn Politechniki Warszawskiej, członek Polskiego Towarzystwa Diagnostyki Technicznej. Obecnie zajmuje się diagnostyką maszyn, w szczególności diagnostyką procesów zmęczeniowych w

przekładniach zębatych.

DIAGNOSTYKA ULTRADŹWIEKOWA ROZWARSTWIEŃ W POWŁOKACH KOMPOZYTOWYCH

Mirosław RODZEWICZ, Grzegorz CZERWIŃSKI

Instytut Techniki Lotniczej i Mechaniki Stosowanej, Politechnika Warszawska
00-665 Warszawa, ul. Nowowiejska 24, fax (+22) 628 57 48, miro@meil.pw.edu.pl

Streszczenie

Praca zawiera opis badań własnych w zakresie diagnostyki ultradźwiękowej kompozytów warstwowych, stosowanych w strukturach lotniczych. Rozwarstwienia, które mogą się pojawić w takich kompozytach są wynikiem błędów technologicznych, działania obciążeń mechanicznych (np. sił skupionych) lub obciążeń cieplnych (np. spowodowanych wyładowaniami elektrycznymi). O ile w strukturach transparentnych, a zazwyczaj są nimi kompozyty zbrojone włóknem szklanym, znalezienie i identyfikacja rozwarstwienia nie sprawia z reguły dużego problemu, to z całą ostrością występuje on w przypadku kompozytów zbrojonych włóknem węglowym lub aramidowym. W pracy zaprezentowano zbudowane przez autorów stanowisko do badań diagnostycznych metodą echa i metodą przepuszczania wraz z oryginalnym, autorskim oprogramowaniem umożliwiającym wizualizację badanych wad i obustronną komunikację z defektoskopem.

Słowa kluczowe: kompozyty, rozwarstwienia, diagnostyka ultradźwiękowa

Summary

The paper contains description of authors research work in the field of US-diagnostics of laminar composites applied in aircraft structures. The delaminations which may occurred in such structures are caused by manufacturing errors, the influence of mechanical forces (i.e. concentrated load inputs to the structures), or by heat sources (caused for example by electrical shock). As far as in optical transparent composites (normally glass fiber reinforced composites belong to this group) detection and identification of delamination is not essential problem, quite different situation we have in case of carbon or aramide fibers reinforced plastics. There are presented in the paper them authors' solutions of ultrasonic diagnostic stands, supported by original software made by the authors for visualization of the defects and 2-ways communication with the ultrasonic flaw detector.

Keywords: composites, delaminations, ultrasonic diagnostics

1. WSTĘP

Najpoważniejszym zagadnieniem techniki związanej z transportem, zwłaszcza z transportem lotniczym jest problem bezpieczeństwa eksploatacji. Waga tego problemu urasta w kontekście dążeń do ekonomizacji kosztów transportu i zwiększenia rentowności firm przewozowych. Dążenia te zrodziły potrzebę eksploatacji statków powietrznych wg stanu technicznego konstrukcji, który wyparł stary i nieekonomiczny model eksploatacji wg tzw. reursu. System reursowy można ująć w skrócie następująco: "używaj dany element określoną reursem liczbę godzin lotu a potem wyrzuć – niezależnie od stanu technicznego". System eksploatacji wg stanu technicznego polega na ciągłym monitoringu defektoskopowym i obserwacji rozwoju wad, tak aby wycofać z eksploatacji dany element lub zespół dostatecznie wcześnie jeśli chodzi o bezpieczeństwo, lecz

jednocześnie dopiero wtedy, gdy stopień zużycia zbliży się do granicy akceptowalnego poziomu rozwoju wybranego parametru uszkodzenia (np. długości pęknięcia zmęczeniowego). Mimo, że granice te są kalkulowane bardzo ostrożnie, to system eksploatacji wg stanu umożliwia znacznie bardziej ekonomiczne wykorzystanie zasobów sprzętowych, bez narażania na szwank bezpieczeństwa użytkowania statków powietrznych.

Ogromną rolę pełni tu dziedzina badań nieniszczących, a zwłaszcza defektoskopia. O ile defektoskopia struktur metalowych jest dobrze opanowana i zawiera szereg metod, które mogą być stosowane równolegle (np. metoda rentgenowska, metoda prądów wirowych, zespół metod magnetycznych, elektrycznych, ultradźwiękowych, itd.) – to defektoskopia struktur z kompozytów polimerowych wymaga wciąż poszukiwania skutecznych narzędzi. Wynika to z ich wielkiej różnorodności makro i mikro-

strukturalnej, generującej różne właściwości tego materiału, różnorodności wad powstałych bądź w procesie produkcyjnym, bądź podczas eksploatacji [1, 2].

Poza nielicznymi przypadkami – struktury kompozytowe są na ogół trudne do diagnostyki.

Opisywane w niniejszej pracy badania dotyczą defektoskopii ultradźwiękowej i ukierunkowane są na badania możliwości wykrycia i wizualizacji rozwarstwień w niektórych typach kompozytów polimerowych używanych w konstrukcji statków powietrznych.

1.1 Cel prac badawczych

Celem prac było opracowanie i przetestowanie stanowisk diagnostyki ultradźwiękowej z odpowiednim oprogramowaniem działających w dwóch wariantach:

- stacjonarnym (dostosowanym do badań zanurzeniowych w zbiorniku z wodą);
- mobilnym (z wykorzystaniem sprzężenia akustycznego głowic z badanym materiałem realizowanym za pomocą strumienia wody).

Oba warianty bazują na cyfrowym defektoskopie ultradźwiękowym Panametrics 9100. Poza konstrukcją stanowisk diagnostycznych, szczególnie nacisk położono na oprogramowanie zapewniające obustronną komunikację defektoskopu z komputerem oraz wizualizację ukrytych wad w kompozytach, zwłaszcza rozwarstwień.

2. STANOWISKO STACJONARNE

Widok stanowiska badawczego przedstawiono na Rys. 1.



Rys. 1 Stacjonarne stanowisko defektoskopii ultradźwiękowej

2.1 Elementy systemu

1. Defektoskop ultradźwiękowy Panametrics 9100 – urządzenie współpracuje z głowicami ultradźwiękowymi oraz z komputerem.

2. Płoter DIGI-PLOT Model WX4671 – wykorzystywany jest do nadawania ruchu głowicom ultradźwiękowym. Został on przystosowany do pomiarów ultradźwiękowych poprzez odpowiednie zamocowanie nad zbiornikiem cieczy i dorobienie przedłużonego ramienia przystosowanego do montażu głowic ultradźwiękowych. Urządzeniem steruje program przeznaczony dla komputerów klasy PC działających pod kontrolą systemu operacyjnego Windows. Komunikacja z urządzeniem odbywa się przez port LPT1 komputera.

3. Zbiornik wodny z przestrzenią pomiarową o wymiarach: 360 x 250 mm (obszar skanowania), z odstępem między głowicami 80 mm.

4. Autorski program komputerowy UltraD steruje pracą systemu. Komunikacja z defektoskopem ultradźwiękowym oraz ploterem odbywa się łączem cyfrowym.

2.2 Cechy programu UltraD

1. Możliwość przeprowadzania pomiaru bezpośredniego (pomiar amplitudy sygnału w bramce pomiarowej ustawionej na przebiegu skanu A) oraz pomiaru z wykorzystaniem funkcji korelacji wzajemnej (porównywanie przebiegów skanów A z różnych punktów badanej próbki);

2. Możliwość przeprowadzania pomiaru punktowego, liniowego i skanowania powierzchniowego;

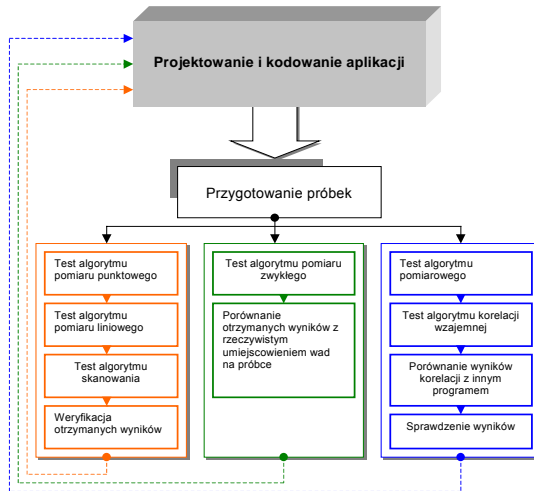
3. Możliwość wizualnego przedstawiania wyników pomiaru (mapa kolorów zwykła i z wykorzystaniem efektu rozmycia obrazu);

4. Możliwość eksportu wyników pomiaru w postaci mapy bitowej oraz pliku tekstowego ASCII możliwego do wykorzystania w innych programach do wizualizacji wyników;

5. Możliwość konfigurowania parametrów pracy programu (wymiary próbek, porty komunikacyjne, parametry ruchu głowic pomiarowych). Po skonfigurowaniu programu – głowice przemieszczają się względem próbki na punkt wskazany myszą na obrazie próbki na ekranie komputera.

2.3 Badania systemu

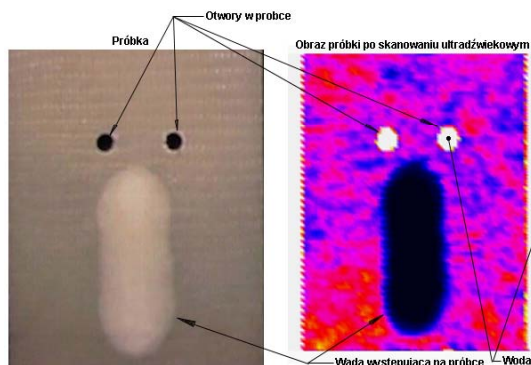
W celu zbadania poprawności wizualizowanych rezultatów defektoskopii ultradźwiękowej – wykonano specjalne próbki z kompozytów szklanoepoksydowych. Próbki te poddawano obciążeniom udarowym – mechanicznym oraz elektrycznym (symulacja uderzenia pioruna), prowadzącym do powstania rozwarstwień. Dzięki swojej transparenacji optycznej próbki umożliwiały dokładne określenie zarysu rozwarstwień i porównanie z obrazami rozwarstwień uzyskanymi na stanowisku badań ultradźwiękowych. Testowanie systemu odbywało się wg schematu blokowego zamieszczonego na Rys.2:



Rys. 2 Etapy badań systemu pomiarowego

2.4 Interpretacja otrzymanych wyników pomiarów (map położenia wad)

W wyniku pomiaru zwykle otrzymuje się „ultradźwiękowy obraz” próbki w postaci kolorowej mapy. Odpowiednie kolory na obrazie (w zależności od wybranej palety i skali) oznaczają stan badanej struktury próbki. W metodzie przepuszczania (z użyciem głowicy nadawczej i odbiorczej) jasne kolory oznaczają miejsca pozbawione wad, natomiast miejsca najciemniejsze oznaczają wady w materiale próbki. Wiąże się to ze spadkiem amplitudy sygnału ultradźwiękowego w tych miejscach. Najjaśniejsze kolory oznaczają miejsca poza obrysem próbki. Jest to spowodowane tym, że zwykle to woda posiada o wiele mniejszą w stosunku do badanej próbki impedancję akustyczną, wobec czego występuje minimalne tłumienie fali akustycznej. Przykładowe porównanie zdjęcia próbki zawierającej rozwarstwienie spowodowane impulsem cieplnym i jej „obrazu ultradźwiękowego” pokazane jest na Rys. 3.

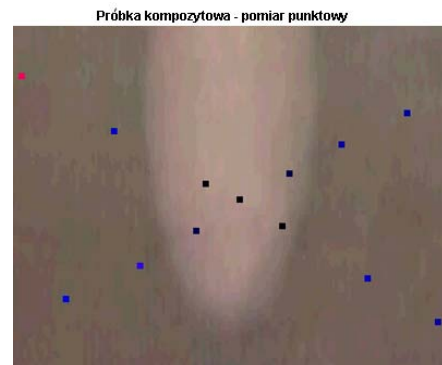


Rys. 3 Porównanie fotografii próbki z obrazem ultradźwiękowym (skan powierzchni)

2.5 Testowanie programu pod kątem wykonywanych rodzajów pomiarów

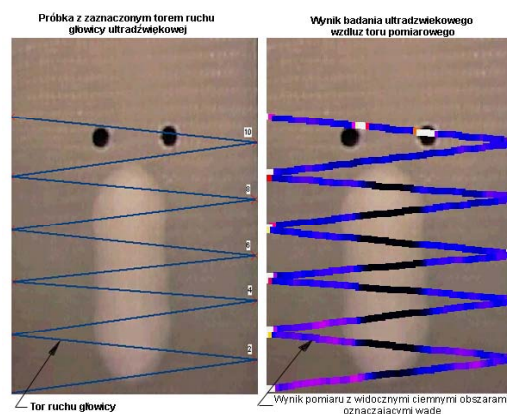
Testowi podlegały trzy algorytmy: pomiaru punktowego, pomiaru liniowego oraz skanowania

powierzchniowego. Test składał się z dwu etapów: 1. sprawdzenia poprawności kodu procedur używanych przez algorytmy oraz 2. przeprowadzenia pomiaru na próbce i porównaniu otrzymanych wyników z badań ultradźwiękowych z rzeczywistym jej obrazem. W celu ułatwienia weryfikacji – wyniki testów pomiaru liniowego i pomiaru punktowego pokazano na tle zdjęcia badanej próbki kompozytu z rozwarstwieniem (jaśniejsza plama na zdjęciu). Pomiar punktowy odbywa się poprzez „klikanie” myszą w wybranych punktach obrazu próbki na ekranie, co powoduje odpowiednie przemieszczenia głowic i odczytanie amplitudy sygnału ultradźwiękowego penetrującego próbkę.



Rys. 4 Rezultat pomiaru punktowego (kolorowe punkty)

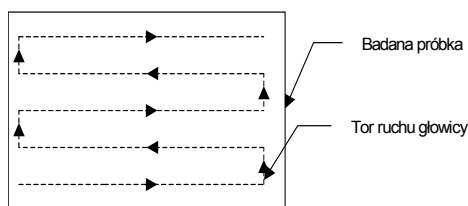
Pomiar liniowy polega na wyznaczeniu myszą trajektorii ruchu głowic (linia łamana) na obrazie próbki na ekranie. Po tym następuje ruch głowic z zadaniem krokiem wzdłuż wyznaczonej linii i zapis do pamięci komputera amplitudy sygnału wzdłuż tej linii.



Rys. 5 Rezultat pomiaru liniowego (kolorowa linia)

Rezultat skanowania powierzchniowego przedstawiono już na Rys. 3. Pomiar polega na zadaniu parametrów ruchu skanującego głowicy (krok pionowy i krok poziomy), po czym następuje operacja skanowania i zapisu do pamięci komputera wartości sygnału z każdego kroku. Na podstawie

tych zapisów po zakończeniu skanowania powstaje obraz.



Rys. 6 Tor ruchu głowicy przy skanowaniu

3. STANOWISKO MOBILNE

Stanowisko to umożliwia zobrazowanie wady na obiekcie (np. powłoce skrzydła) metodą ręcznego skanowania powierzchni głowicą ultradźwiękową sprzężoną z przetwornikami ruchu umożliwiającymi rejestrację jej toru.

Cechy stanowiska:

1. Źródłem sygnału ultradźwiękowego jest defektoskop Panametrics 9100 współpracujący z komputerem PC wyposażonym w przetwornik analogowo-cyfrowy;
2. System umożliwia skanowanie z dostępem z jednej strony (metodą echa);
3. Sprzężenie akustyczne realizowane jest strumieniem wody dostarczanej za pomocą specjalnej przystawki nakładanej na głowicę ultradźwiękową;
4. Przepływ strumienia wody – wymuszany grawitacyjnie ze zbiorniczka opadowego;
5. Przetwornik ruchu – realizowany za pomocą mechanizmu dźwigniowego o dwóch stopniach swobody, złożonego z dwóch ramion połączonych przegubem obrotowym. Ramię główne (korba) jest osadzone obrotowo na osi zamocowanej na ministatywie. Zależnie od rozmiarów skanowanego obiektu, statyw ten można umieszczać bezpośrednio na jego powierzchni lub, w przypadku małych próbek – na stole obok próbki. Przetwornikami położenia są potencjometry precyzyjne osadzone na osiach obrotu ramion mechanizmu dźwigniowego.



Rys. 7 Widok stanowiska mobilnego

3.1 Oprogramowanie

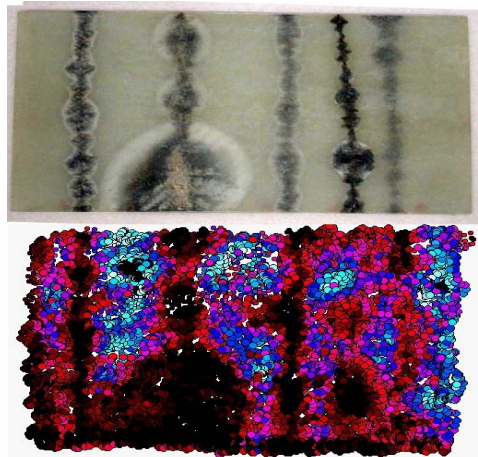
Działanie systemu oparte jest na autorskim oprogramowaniu o nazwie ScanHand. Spełnia ono następujące funkcje:

1. Przetwarzanie toru ruchu głowicy w układzie współrzędnych prostokątnych związanych z badanym przedmiotem na jego obraz (śląd) na ekranie monitora również w układzie współrzędnych prostokątnych związanych z ekranem monitora. Śląd ten znaczony jest w postaci kropek, których kolor zależy od poziomu sygnału ultradźwiękowego. Układy obu współrzędnych orientuje się względem siebie podczas kalibracji stanowiska, którą przeprowadza się po uruchomieniu programu. Wielkość kropek oraz częstotliwość próbkowania można regulować z odpowiedniego okna programu.

2. Przetwarzanie sygnału analogowego z wyjścia defektoskopu ultradźwiękowego. W przypadku Panametrics'a 9100 mogą to być wartości amplitudy sygnału ultradźwiękowego w brankach pomiarowych lub głębokość występowania wady.

3.2 Praca urządzenia

Przykład działania systemu pokazany jest na Rys. 8. Obiektem skanowania była powłoka z kompozytu szklano-epoksydowego zbrojona 6 warstwami tkaniny Interglas 92140, między którymi występowały liczne rozwarstwienia spowodowane wyładowaniami elektrycznymi.



Rys. 8 Zdjęcie oraz skan C powłoki kompozytowej z rozwarstwieniami po symulacji

Widoczna jest dobra zgodność skanu C z fotografią rozwarstwień.

4. PODSUMOWANIE

Przedstawione systemy diagnostyki ultradźwiękowej kompozytów wykazały skuteczność w badaniach laboratoryjnych próbek kompozytowych. Prace rozwojowe trwają.

LITERATURA

- [1] R.L. Sierakowski, G.M. Newaz, Damage tolerance in advanced composites, Technomic Publishing CO. INC. Lancaster, Basel 1995
- [2] A. Siwiński: Ultradźwięki i ich zastosowania, WNT Warszawa 2001.

ZASTOSOWANIE TRANSFORMATY Z W OPISIE ZMIAN STANÓW OBIEKTÓW

Tomasz ROGALA

Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn, Politechnika Śląska w Gliwicach
ul. Konarskiego 18A tel. 237-14-67
tr@polsl.pl

Streszczenie

Niniejszy artykuł ma na celu przedstawienie spostrzeżeń i uwag dotyczących zastosowania transformaty Z do identyfikacji stanów obiektów, a przede wszystkim zmian tych stanów. W diagnostyce maszyn dużą rolę odgrywa analiza zachodzących zmian stanów technicznych, będąca podstawą do prognozowania. Podstawowym problemem jest sposób interpretacji parametrów modeli diagnostycznych. Dotyczy to przede wszystkim sposobu analizowania wartości tych parametrów oraz w szczególności ich zmian. Zmiany związane ze stanem obiektu, odzwierciedlają się, bowiem w zmianach parametrów fizycznych, a te z kolei w parametrach modeli. Zastosowanie płaszczyzny zespolonej Z jako płaszczyzny reprezentacji modelu diagnostycznego może być pomocna w diagnozowaniu stanu obiektu. Praca jest kontynuacją wcześniejszych doświadczeń związanych z zastosowaniem diagnozowania maszyn wirnikowych w oparciu o analizę położenia biegunów i zer na płaszczyźnie zespolonej ciągłej.

Słowa kluczowe: modele regresyjne, identyfikacja zmian, transformata Z, sieci Bayes'a

APPROACH OF Z TRANSFORM IN DESCRIPTION OF CHANGES OF OBJECT STATES

Summary

The paper was devoted to present some notices and attentions in relation to application Z transform for purpose of identification of object state and most of all identification of their changes. An analysis of changes of technical states performs an elementary function in machine diagnostics and can be used in prediction. A manner of interpretation of the diagnostic model parameters is a principal problem. Most of all, it concern a way of analysis of values and changes of models parameters. Changes of object states are reflected in their physical parameters and they are next represented in model parameters. An application of complex plane Z as a plane of diagnostic model representation may be helpful in diagnosis of object states. This article is a continuance of earlier experiences connected with working out a method of diagnosing of rotating machine based on analysis of poles/zeros arrangement on the continuous complex plane

Keywords: regressive models, identification of changes, Z transformation, Bayesian network

1. WSTĘP

W analizie obiektów dynamicznych ważną rolę odgrywa identyfikacja zachodzących zmian. Celem jest rozpoznanie różnic pomiędzy aktualnym, a poprzednimi stanami i wyciągnięcie na tej podstawie istotnych informacji począwszy od wykrycia zmiany, diagnozy, a skończywszy na prognozie dalszej eksploatacji obiektu. Istotnym problemem jest sposób identyfikacji zmian, oraz ocena ich wielkości. Również to, w jaki sposób dokonywać detekcji zmian, jak dokonywać lokalizacji uszkodzeń oraz jak wykrywać w pewnych wolnozmiennych procesach.

Większość aktualnie używanych metod identyfikacji zmian ogranicza się do detekcji i lokalizacji uszkodzeń w oparciu o pewien zbiór porównawczy. Przykładem mogą być metody występujące w diagnostyce wspartej modelowo, a

więc metody oparte na o np. generowanie residuów w odniesieniu do różnych modeli, czy też metody grupowania.

Zastosowanie transformaty Z wydaje się być narzędziem pomocnym przy analizie zmian stanów obiektów, bardziej jednolitym, niewymagającym dodatkowych analiz, jak i pozwalającym na obserwację pewnych zmian, które trudno jest wyróżnić przy użyciu, np. widma częstotliwościowego obiektu.

Niniejszy artykuł ma na celu przedstawienie zastosowania transformaty Z w identyfikacji stanu i ich zmian oraz przedstawienie szeregu uwag i spostrzeżeń dotyczących identyfikacji zmian w oparciu o analizę położenia biegunów i zer na dyskretnej płaszczyźnie zespolonej. Praca została oparta na bazie wcześniejszych doświadczeń związanych z zastosowaniem badania położenia

biegunów i zer na płaszczyźnie zespolonej ciągłej [1].

2. KONCEPCJA

Podstawowa koncepcja związana z zastosowaniem transformaty Z w diagnozowaniu zmian stanów obiektów związana jest z diagnostyką wspartą modelowo, gdzie np. poprzez symulację tworzy się modele różnych klas stanów. Nie wyklucza to zastosowania metody w tzw. diagnostyce symptomowej jaka towarzyszy np. badaniom maszyn wirnikowych w warunkach rozruchu, czy wybiegu ale wymaga innego podejścia. Posługując się modelem diagnostycznym dla celów detekcji, lokalizacji czy identyfikacji stanu podstawowym problemem okazuje się sposób interpretacji wartości parametrów modelu, oraz ich zmian. W większości ogólnie znanych metod diagnostycznych, parametry modeli mają wyraz bezwymiarowy. Tylko w nielicznych metodach jak np. identyfikacji on-line poszukiwana jest funkcja odwrotna pozwalająca na skorelowanie parametrów modelu diagnostycznego z parametrami fizycznymi obiektu. Zmiany związane ze stanem obiektu, odzwierciedlają się w zmianach parametrów fizycznych, a te z kolei w parametrach modeli [4].

Zastosowanie płaszczyzny zespolonej Z jako płaszczyzny reprezentacji modelu diagnostycznego definiuje system, i pozwala na łatwiejsze interpretowanie zmian w sensie fizycznym.

2.1 Transformata Z

Transformata Z jako odpowiednik przekształcenia Laplace'a w dziedzinie dyskretnej jest definiowana jako [5]:

$$H(z) = \sum_{n=-\infty}^{\infty} h(n)z^{-k} \quad (1)$$

gdzie $h(n)$ jest dyskretnym ciągiem. Jako pierwsza została zdefiniowana dla systemów przyczynowych przez W. Hurewicza [3]:

$$Z(f(kT)) = \sum_{k=0}^{\infty} f(kT)z^{-k} \quad (2)$$

Podstawową własnością transformaty Z jest przesunięcie (operacja opóźnienia) co w rzeczywistości pozwala na przekształcenie równań różnicowych na postać algebraiczną i pozwala na ich rozwiązanie. Podobnie jak przekształcenie Laplace'a transformata Z posiada podobne własności, które pozwalają na zastosowanie transformaty z punktu widzenia omawianego zastosowania. Istotną własnością jest liniowość, gdzie transformata sumy ciągów jest sumą ich transformat. Również spłot dwóch sygnałów jest iloczynem transformat i odwrotnie [3].

Inne ważne spostrzeżenia dotyczące transformaty Z związane z zastosowaniem przekształcenia dla potrzeb omawianego systemu to:

- Brak konieczności przekształcenia analizowanych sygnałów lub modeli na postać ciągłą, w

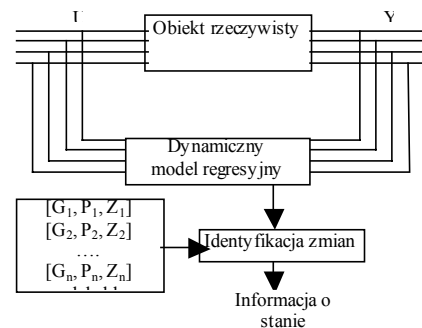
porównaniu do metody analizowania położenia biegunów i zer na płaszczyźnie zespolonej S ,

- Jeśli opóźnienie w układzie nie jest liczbą całkowitą równą wielokrotności odstepu próbkowania, należy zastosować zmodyfikowane przekształcenie Z [3],
- Geometryczne zależności opisujące położenie biegunów i zer na płaszczyźnie zespolonej pozwala na określenie zarówno amplitud, jak i fazy dla każdego z charakterystycznych punktów (składowych) bez potrzeby analizy całego widma częstotliwościowego, lub fazowego [3],
- Do opisanego każdego z modeli wystarczy podanie wartości wzmocnienia, położenia biegunów oraz zer,
- W kole jednostkowym zawarte są wszystkie informacje (zakładając, że układ jest stabilny) co nie wymaga skalowania obserwowanej płaszczyzny, konieczne jest jednak podanie wartości z jaką analizowane przebiegi zostały spróbkowane,
- Do wad można zaliczyć przede wszystkim problemy z analizą systemów nieliniowych w oparciu o bieguny i zera, w przypadku gdy model jest liniowy, dotyczy to również trudności z redukcją struktury modelu (rzędu) [7]

2.2 Schemat ogólny

Jak już wcześniej wspomniano metoda identyfikacji zmian z zastosowaniem transformaty Z opiera się na założeniu, odzwierciedlenia parametrów fizycznych obiektu w parametrach jego modelu [4]. Pomocna może być interpretacja położenia biegunów i zer w okręgu jednostkowym poprzez przyzmat cech z nimi związanych, a mających fizyczny charakter. Na przykład poprzez wyznaczenie wartości częstotliwości naturalnej, współczynnika tłumienia, stabilności, fazy, amplitudy itp.. Analiza tych cech pozwala na łatwa interpretację np. zmian sztywności w układzie spowodowanym np. pęknięciem, a która trudna jest do zaobserwowania poprzez tylko widmo częstotliwościowe.

Ogólną koncepcję systemu przedstawiono na rysunku 1.



Rys. 1 Schemat ogólny systemu diagnostycznego

Docelowo dla diagnostyki symptomowej można poszukiwać rozwiązania bardziej ogólnego, opierającego się na wiedzy związanych z określonym uszkodzeniem np. propagacja

mikropeknąć objawia się m.in. jako zmiana sztywności. System taki nie wymaga znajomości zbioru zdarzeń.

Rozpatrując koncepcję związaną z diagnostyką wspartą modelowo można wyróżnić następujące etapy. Zbudowanie modelu np. numerycznego, następnie generowanie na bazie tegoż modelu różnych przypadków niesprawności maszyn wirnikowych np. niewyrównowazenia, poluzowania w posadowieniu itp..

Modele zebrane w pewnej bazie np. bazie wiedzy systemu doradczego służą jako punkt odniesienia dla identyfikowania zmian. Zawierają również nie tylko przypadki jednoznaczne, ale modele pośrednie reprezentujące stany związane z powstawaniem uszkodzenia, co pozwala na określenie charakteru zmian, np. jego kierunku w przypadku położenia biegunów czy zer.

Z drugiej strony budowany jest model rzeczywistego obiektu, którego odpowiednie zmienne procesowe są porównywane z różnymi klasami innych zmiennych procesowych zawartych w bazie. Na podstawie takiego działania wynikiem jest diagnoza. Podstawowym założeniem jest jednak zgodność struktur i typów modeli wcześniej uzyskanych jak i bezpośrednio badanego reprezentanta obiektu.

3. IDENTYFIKACJA OBIEKTU

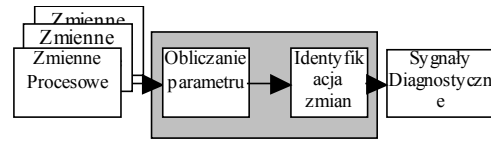
W przypadku modeli czarnych skrzynek najbardziej popularne metody opierają się na algorytmach regresji, sieciach neuronowych itp. Jedną z bardziej popularnych metod identyfikacji są algorytmy identyfikacji systemów [7][9]. Pozwalają zarówno na definiowanie modeli liniowych jak i nieliniowych, systemów bądź sygnałów ze zmiennymi parametrami względem czasu itp.

Sposób identyfikowania samych modeli jest szeroko opisywany w licznych publikacjach m.in. [7][9]. Ważnymi jednak z punktu rozpatrywanego zagadnienia jest kilka cech. Modele takie powinna cechować wysoka dokładność wyznaczania estymowanych parametrów, co jest typowe nie tylko dla zastosowania metod identyfikacji dla potrzeb diagnostyki, ale przede wszystkim samego celu związanego z identyfikacją zmian. Od identyfikacji zmian zależy bowiem sprawność i czułość takiego systemu. Ze względu na przedstawione wymogi wysokiej aproksymacji wybrano metody zmiennych instrumentalnych oraz najmniejszej predykcji [9].

4. METODA IDENTYFIKACJI ZMIAN

Identyfikacja zmian ma znaczący wpływ na sprawność systemu diagnozującego, oraz jego czułość. Poniżej przedstawiono funkcje ogólną zadania identyfikacji zmian, której celem jest odpowiednie przekształcenie zmiennych procesowych w postaci biegunów lub zer, na sygnał diagnostyczny, po uprzednim wyznaczeniu wartości określonych cech. Na wejściu do przedstawionego schematu identyfikacji zmian, podawane są

określone klasy zmiennych procesowych reprezentujących różne stany niesprawności [6].



Rys. 2 Identyfikacja zmian [wg 6]

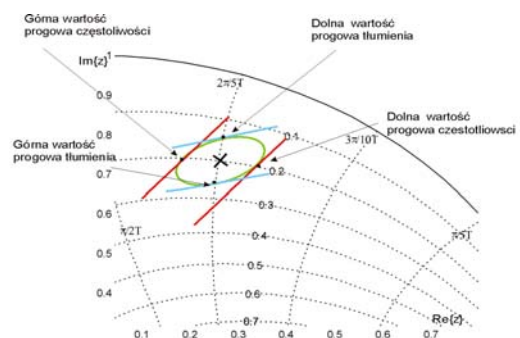
Obliczanie parametru jest modulem odpowiedzialnym za wykonanie działań dążących do obliczenia, zamiany zmiennych procesowych na określone wartości cech. Cechy te również powinny być relewantne, a więc nie powinny tworzyć redundancji informacyjnej w określaniu sygnałów diagnostycznych. Dlatego też np. w przypadku biegunów podwójnych towarzyszących układom oscylacyjnym, rozpatrywany jest tylko jeden z nich np. bieguny leżące w górnej połowie koła jednostkowego.

Ze względu na możliwość bardziej fizycznego opisu postanowiono dla każdego zbioru {wzmocnienie, bieguny, zera} wygenerować zbiór cech fizycznych wcześniej omówionych. Każde z nich jest następnie sprawdzane pod kątem informatywności wpływu na ocenę stanu technicznego danej klasy uszkodzeń.

Niektóre z cech nie są cechami relewantnymi dla określonych uszkodzeń, dlatego też stanowią tylko pewne uzupełnienie w przypadku braku rozróżnialności pewnych stanów, cechujących się podobnymi zmianami.

Ustalenie wartości progowej dla analizowanych cech, określane zostają na podstawie przecięcia się linii zmian cech z elipsą ufności.

Omawiane zadanie wyznaczania wartości progowych dla tych parametrów przedstawia rys. 2



Rys. 3 Określanie wartości progowych dla czynników procesowych tłumienia i częstotliwości na podstawie wartości brzegowych elipsy ufności

Elipsy ufności wyznaczane są na bazie funkcji kowariancji, zaś wielkość elipsy można zmieniać na bazie odchylenia standardowego. Daje to możliwość sterowaniem czułości systemu, zmieniając tym samym wartości progowe. Wyniki dotyczące

zastosowania metody identyfikacji zmian zostały również zbadane pod kątem wpływu szumu.

Zaobserwowano, że powiększenie elipsy zachodzi dla większej wartości SNR, ale nie wpływa na zmianę jej położenia, co pozwala na zastosowanie metody dla sygnałów zaszumionych.

Na podstawie przekroczenia wartości progowych definiowane są sygnały diagnostyczne (przykładowe sygnały diagnostyczne przedstawia zależność 3) przekazywane następnie do układu zajmującego się wnioskowaniem uzyskanych wyników. Dla przeprowadzonych badań zastosowano sieć Bayes'a jako narzędzie wnioskowania, w oparciu o aparat statystyczny, gdzie wykorzystano strukturę QMR. Węzły hipotetyczne dotyczą niesprawności, natomiast węzły informacyjne to węzły z sygnałami informującymi o zmianach. Dla potrzeb rozróżnienia określonych niesprawności dołączono również węzły (poprzedzone węzłami klasyfikującymi) pozwalające na porównanie wartości przy tych samych przesłankach informujących o zmianach. Możliwe jest również zastosowanie innych metod wnioskujących na podstawie sygnałów diagnostycznych, jak np. regułowe systemy doradcze, binarne macierze diagnostyczne itp.

$$s1 = \begin{cases} \text{rosnie}B & \text{biegun}\{B\{z\}\} > K_{BR} \\ \text{maleje}B & \text{biegun}\{B\{z\}\} < K_{BM} \\ \text{staly}B & K_{BM} \leq \text{biegun}\{B\{z\}\} \leq K_{BR} \end{cases} \quad (3)$$

$$s2 = \begin{cases} \text{rosnie}F & \text{biegun}\{F\{z\}\} > K_{FR} \\ \text{maleje}F & \text{biegun}\{F\{z\}\} < K_{FM} \\ \text{staly}F & K_{FM} \leq \text{biegun}\{F\{z\}\} \leq K_{FR} \end{cases}$$

$$s3 = \begin{cases} \text{rosnie}\alpha & \text{zero}\{\alpha\{z\}\} > K_{\alpha R} \\ \text{maleje}\alpha & \text{zero}\{\alpha\{z\}\} < K_{\alpha M} \\ \text{staly}\alpha & K_{\alpha M} \leq \text{zero}\{\alpha\{s\}\} \leq K_{\alpha R} \end{cases}$$

5. PODSUMOWANIE

Na podstawie obserwacji i badań z użyciem omawianej metody na bazie modelu symulacyjnego wirnika Jeffcott'a wyróżniono następujące zalety i wady:

- możliwość uzyskania dużej czułości systemu,
 - odporność na chwilowe zakłócenia, i krótkotrwałe fluktuacje,
 - możliwość dokładnego i prostego opisu zachodzących zmian,
 - duże przywiązanie uwagi do strojenia systemu
- Ponadto obserwacja pewnych zmian związanych ze stanem maszyn, np. związane ze zmianą sztywności, bądź tłumienia, jest łatwiejsza w porównaniu do badania z użyciem charakterystyki częstotliwościowej (zmiana kształtu charakterystyki peaku). Nie wymaga, zatem obserwacji szeregu innych dodatkowych cech.

Można wyrazić przekonanie, że zastosowanie transformaty Z jest ciekawym i istotnym zagadnieniem pod kątem identyfikacji zmian obiektów. Przestrzeń okręgu jednostkowego

reprezentująca cały obiekt/model, mała liczba cech opisujących, pozwala sądzić, że jest to kierunek, pozwalający na zbudowanie systemu również dla diagnostyki symptomowej, co pozwoli uogólnić metodę na pewną klasę maszyn.

Głównym celem dalszych badań na podstawie przedstawionych wyników jest poszukiwanie takiego opisu obiektu, który pozwoli na jego zastosowanie w zmiennych warunkach działania, co wymaga opisu niezależnego w pewnym zakresie od warunków działania. Prace w celu znalezienia takich metod były już prowadzone w Katedrze Podstaw Konstrukcji Maszyn m.in. [1][2][9][11].

LITERATURA

- [1] P. Czop, *Diagnostic models of rotating machinery under transient operating conditions*, Zeszyty Naukowe KPKM Politechniki Śląskiej w Gliwicach, nr 122, Gliwice 2001.
- [2] W. Cholewa, *Metoda oceny sygnału akustycznego przekładni zębatych dla badań konstrukcyjnych*. Gliwice: Politechnika Śląska, Zeszyty Naukowe IPKM z.22/56.
- [3] <http://www.enme.ucalgary.ca/~aramirez/Sampled-data-systems-1.ppt>
- [4] J. Hu, *Research on hybrid black-box modelling for nonlinear systems and its applications*, Kyushu Institute of Technology, PhD Thesis 2002.
- [5] J. Kudrewicz, *Przekształcenie "Z" i równania różnicowe*. Warszawa: Wydaw. Naukowe PWN, 2000
- [6] J. Korbicz, J. M. Kościelny, Z. Kowalczyk, W. Cholewa, *Diagnostyka Procesów - Modele, Metody Sztucznej Inteligencji Zastosowania*, WNT, Warszawa, 2002.
- [7] K. Janiszowski, *Identyfikacja modeli parametrycznych*, Excit, Warszawa 2002.
- [8] W. Moczulski, *Metoda wibroakustycznych badań maszyn wirnikowych w warunkach rozruchu, lub zatrzymania*. Gliwice: Politechnika Śląska, IMiPKM 1984.
- [9] T. Soderstrom, P. Stoica, *Identyfikacja systemów*, PWN, Warszawa, 1997 (in polish).
- [10] A. Timofiejczuk *Metoda badania maszyn wirnikowych w warunkach rozruchu, rozbiegu i wybiegu*. Gliwice: Politechnika Śląska, Zeszyty Naukowe seria „Mechanika” z.133 1999.



Tomasz ROGAŁA jest doktorantem w Katedrze Podstaw Konstrukcji Maszyn Politechniki Śląskiej w Gliwicach. Jego zainteresowania naukowe skupiają się na zastosowaniu metod sztucznej inteligencji w diagnostyce maszyn i procesów.

ANALYSIS OF ACCEPTABLE NONALIGNMENT OF BEARINGS OF LARGE POWER TURBOSET

Jozef RYBCZYNSKI

Institute of Fluid-Flow Machinery, Polish Academy of Sciences
Department of Machinery Dynamics, Fiszera 14, 80-952 Gdansk, Poland
Tel.: (+48-58) 3460881 ext. 273, fax: (+48-58) 3416144, e-mail: ryb@imp.gda.pl

Summary

Dislocation of bearings in a turbine set with respect to their basis location, determined by a kinetostatic chain line of the shafts, changes the dynamic state of the entire machine and the loads of machine's bearings. Numerical analysis of a digitised model of a large-power turbine set allowed the determination of permissible dislocation ranges of machine's bearings. The maximal dislocations were calculated of all bearings in vertical and horizontal directions taking into consideration criteria of the permissible load, and permissible vibrations of the bearings. The results were graphically illustrated in the form of areas of permissible bearing dislocations. The investigations have revealed an asymmetry of those areas, which may suggest that the constructional kinetostatic line of rotors is not optimal.

Keywords: technical diagnostics, rotating machine, slider bearing

ANALIZA DOPUSZCZALNEGO ROZOSIOWANIA ŁOŻYSK TURBOZESPOŁU DUŻEJ MOCY

Streszczenie

Przemieszczenie łożysk turbozespołu w stosunku do ich położenia bazowego, wyznaczonego przez kinetostatyczną linię łańcuchową wałów powoduje zmianę stanu dynamicznego maszyny i obciążeń łożysk. W drodze analizy numerycznej dyskretnego modelu turbozespołu dużej mocy wyznaczone zostały zakresy dopuszczalnych przemieszczeń poszczególnych jego łożysk. Obliczono zakresy maksymalnych przemieszczeń wszystkich łożysk w poziomie i w pionie ze względu na kryteria dopuszczalnych obciążeń i dopuszczalnych drgań łożysk. Wyniki zilustrowano w formie obszarów dopuszczalnych przemieszczeń łożysk. Badania wykazały niesymetrię obszarów dopuszczalnych przemieszczeń łożysk mogącą świadczyć o tym, że konstrukcyjna, kinetostatyczna linia wirników nie jest optymalna.

Słowa kluczowe: diagnostyka techniczna, maszyna wirnikowa, łożysko ślizgowe

1. INTRODUCTION

The constructional kinetostatic chain line of shafts in a rotating machine consisting of more than one rotor is determined theoretically during the design phase and set practically in the process of machine assembly. The shaft line should be designed in a way securing optimal operating conditions for particular bearings and rotors. Dislocating any bearing with respect to its basic position, changes operating conditions of individual slider bearings and, as a consequence, the operating conditions of the entire machine. Changed is the static load of the shafts and bearings, and, as a further consequence, the dynamic state of the entire machine. Vibrations of rotors and bearings can be generated in those circumstances [1], [2], [3].

The reasons of bearing dislocations with respect to the designed chain line can be of assembly, operating, or emergency nature. From the point of view of possible consequences of those types of defects, it is preferable for the ranges of

permissible bearing dislocations to be approximately symmetrical in two opposite directions with respect to the basic location.

2. THE AIM AND RANGE OF ANALYSIS

The present investigations aimed at determining the ranges of permissible dislocations of bearings in the turbine set, taking into account certain criteria defining the acceptable regime of turbine set's operation [3], [4]. The permissible dislocations were determined as the dislocations, at which the permissible parameters of machine's operation were being surpassed. The ranges of permissible dislocations were determined for all bearings in the turbine set, separately in four directions: to the right, left, up, and down with respect to the basic location.

The most general criterion used for assessing the state of the entire turbine set as acceptable is simultaneous fulfilment of all three below named conditions for all seven bearings in the turbine set:

- relative journal/bushing vibrations, determined by the displacement amplitudes p-p,
 $s < s_{gr} = 165 \mu\text{m}$,
- absolute vibrations of the bearing, determined by mean square velocities of vibrations:
 $v_{RMS} < v_{RMSgr} = 7,5 \text{ mm/s}$,
- load of the bearing determined by average pressures on the bush surface:
 $p < p_{dop} = 2 \text{ MPa}$.

The object of investigations was a large power turbine set consisting of a 200 MW turbine and a generator. The examined object is a four-cylinder set, whose rotors are supported in seven slider bearings. Four shaft sections are linked together by three couplings.

The investigations consisted in calculating the kinetostatic and dynamic states of the machine using a set of computer codes developed and used in IFFM [5], [6]: KINWIN-60, KINWIN-I-LEW, NLDW-75-LEW. Scripts written in the package MATLAB were used for automation of the calculation process. Their task was to supervise the iterative process of calculations, then calculation of the displacement amplitudes of relative vibrations and the velocities of absolute vibrations in relevant nodes, as well as the bearing reacting forces.

The starting point for the calculations and the reference material for further analyses was a "basic case" [5], created on the basis of data measured on the real turbo set. For the purpose of calculations, a digital physical model of the turbine set was developed, along with corresponding numerical model adapted to the calculations making use of the fine element method [5], [6].

3. METHODOLOGY OF RESEARCH

The shape of the line of rotors and an analysis concept of bearing dislocation with respect to the kinetostatic line are schematically shown in Fig. 1. The investigations were carried out by moving particular bearings with respect to their basic location, i.e. introducing a certain defect to the basic model of the machine. The effects of this defect were studied in the form of changes of bearing loads and the development of relative and absolute vibrations of the bearing.

In the codes used for calculations, the locations of bearings were introduced as their dislocations with respect to the geodesic line. In the basic case those dislocations resulted only from the assumed kinetostatic line of rotors (denoted as b in Fig. 1). Additional dislocations of the bearings, representing the "defects" of the machine, Δx Δy , were added to the basic dislocation values. The general bearing dislocation acceptance area was created taking into consideration the three criteria mentioned above altogether.

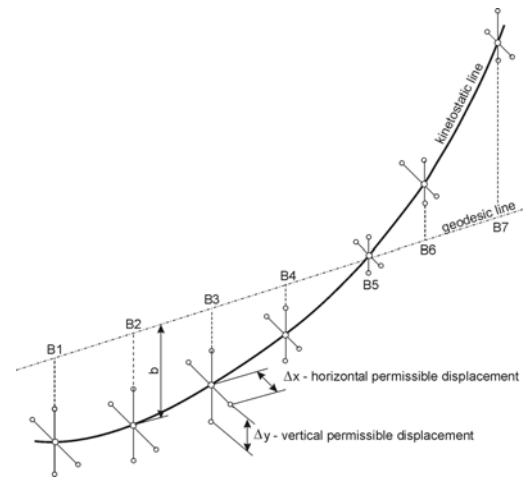


Fig. 1. The base kinetostatic shaft line and the concept of analysis of permissible bearings displacements.

The calculated ranges of permissible bearing dislocations are shown in Figs. 2-4. Points were marked on the coordinate axes, which correspond to the calculated permissible bearing dislocations in four directions. At each point, the value of maximal dislocation was given. Framed is the number of bearing (B1 – B7) in which the limiting value of load or vibrations has been surpassed.

The extreme points on four axes were connected with lines. The area created in this way defines the complete set of real permissible bearing dislocations. The origin of the coordinate system represents the initial location of the centre of bearing, with respect to which the bearing was dislocated. Bearing numbers are given near their centres. A dotted/broken line represents an axis crossing the geodesic line, which stands for the reference level for the locations of all bearings in the turbine set. The centre of the geodesic line is marked as SG . Quantities $b_1... b_7$ stand for dislocations of bearings No. 1... 7 resulting from the kinetostatic line.

4. ANALYSIS OF THE RESULTS

The maps of permissible bearing dislocations are shown in Figs. 2 – 4. The maps shown in the figures reveal that the ranges of horizontal dislocations of bearings nr 1, 2 and 7 are very wide (5mm – 20mm) and approximately symmetrical with respect to the basic location, i.e. they are almost the same to the left and right. The figures 3 and 4 show, that two pairs of bearings located close to each other have much narrower (1.2mm – 2.1mm) areas of permissible dislocations and reveal no symmetry in horizontal direction. This refers to the pair of bearings No. 3 and 4, and the pair of bearings No. 5 and 6, mounted in one casing and linked by quite stiff couplings. The permissible dislocation of the bearing No. 3 is by about 0,45 mm higher to the right than to the left, while the permissible dislocation of bearing No. 4 is by about

0,4 mm higher to the left than to the right. The permissible dislocation of bearing No. 5 is by about 0,52 mm higher to the right than to the left, while that of the bearing No. 6 is by about 0,62 mm higher to the left than to the right.

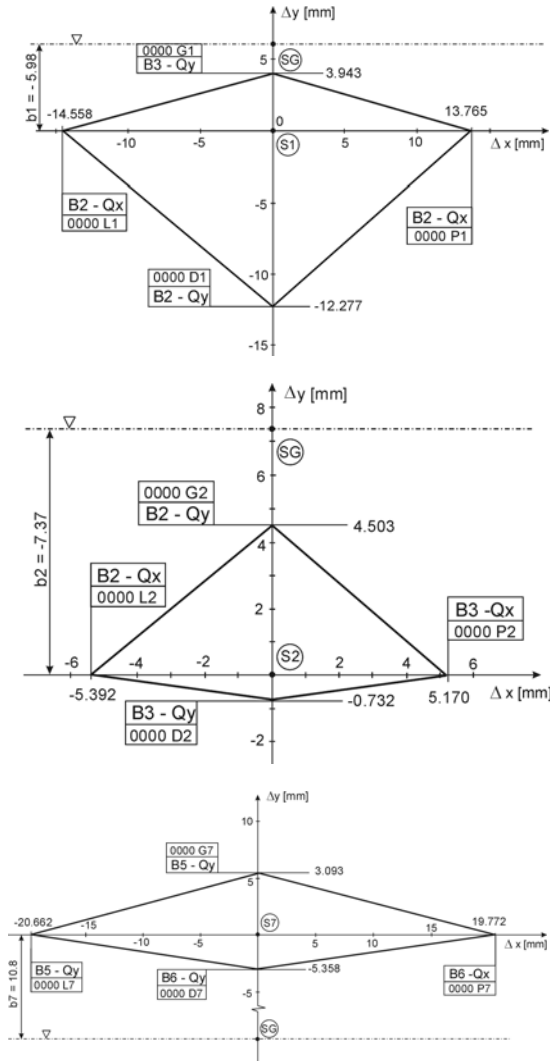


Fig. 2. The map of permissible displacements of bearings nr 1, 2 and 7.

Fig. 3 show, that no matter which bearing, No. 3 or No. 4, is displaced and in which horizontal direction, it always results in surpassing permissible horizontal reacting force in bearing No. 3. Fig. 4 reveals that dislocating bearing No. 5 to the right leads to the same effect as dislocating bearing No. 6 to the left and that amplitude of relative vibrations is surpassed in bearing No. 4. Similarly, dislocating bearing No. 5 to the left produces exactly the same effect as dislocating bearing No. 6 to the right. In this case the permissible vertical load is surpassed in bearing No. 4.

Vertical dislocations of all bearings reveal very strong asymmetry of permissible areas with respect to the basic location. The permissible dislocations in one direction are from 2 to 6 times as high as in the opposite direction. The relatively weakest

asymmetry is observed for permissible vertical dislocations of bearing No. 7 (Fig. 2), while the strongest – for bearing No. 3 (Fig. 3).

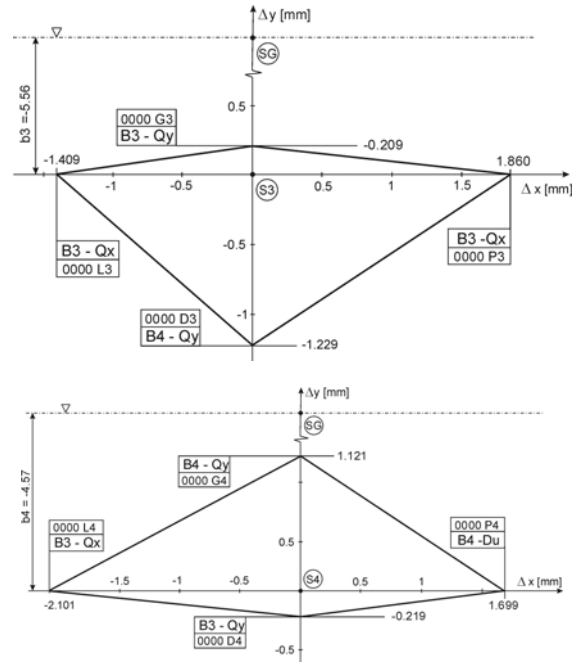


Fig. 3. The map of permissible displacements of bearings nr 3 and 4.

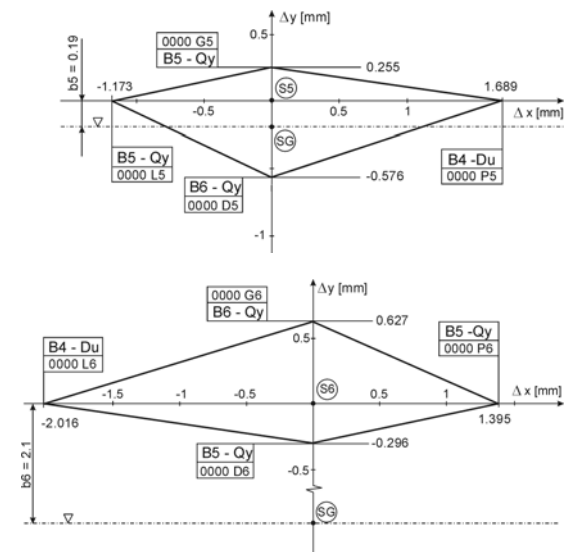


Fig. 4. The map of permissible displacements of bearings nr 5 and 6.

Comparing ranges of permissible vertical dislocation of bearings No. 1, 2 and 3 leads to the conclusion that these bearing impose load to each other. A hypothesis can be formulated that bearing No. 2 is located too high with respect to the bearings No. 1 and 3. One can expect that moving bearing No. 2 down by 1 to 2 mm would result in higher symmetry of diagrams for bearings No. 1, 2, 3 and, as a consequence, wider tolerance of the machine to possible emergency dislocations of those bearings.

It is noteworthy that, almost perfect symmetry is observed in areas of vertical dislocations for pairs of bearings mounted on the same bearing supports. The ratio of permissible vertical dislocations of the pair of bearings No. 3 and 4 equals about 5, while that for the pair of bearings No. 5 and 6 is approximately equal to 2. In each pair the first bearings (No. 3 and 5, respectively) reveal higher permissible dislocations downward, while the other bearings (No. 4 and 6) – upward. Also the absolute values of corresponding vertical dislocations of those bearings do not differ much.

Fig. 3 leads to the conclusion that moving bearing No. 3 up generates the same effect as moving bearing No. 4 down, namely surpassing permissible vertical load of bearing No. 3. At the same time moving bearing No. 3 down has the same result as moving bearing No. 4 up, which is surpassing permissible vertical load of bearing No. 4. The identical situation is in case of pair of bearings No. 5 and 6, which directly results from Fig. 4. Moving bearing No. 5 up has the same effect as moving bearing No. 6 down and moving bearing No. 5 down leads to the same effect as moving bearing No. 6 up.

The symmetry of ranges of permissible dislocations of pair of bearings No. 3 and 4, and No. 5 and 6 leads to similar conclusions as in case of the system of bearings No. 1, 2, and 3. In each pair, the bearings impose mutual load to each other. One can suspect that bearings No. 3 and 5 are moved to high with respect to the locations of bearings No. 4 and 6, respectively. Moving bearing No. 3 down by about 0,5 mm, or moving bearing No. 4 up by the same distance would result in larger symmetry of the diagrams. The same effect would be obtained by moving bearing No. 5 down by about 0,2 mm, or moving bearing No. 6 by the same distance in opposite direction. Such correction of the bearing locations would result in higher tolerance of the machine to possible emergency dislocations of those bearings.

6. CONCLUSIONS

1. The bearings located at a relatively large distance from other bearings (nr 1, 2, 7) reveal a high range of permissible dislocations in horizontal direction. These are approximately equal to the right and to the left. This suggests the lack of mutual interaction between those bearings in horizontal direction.

2. For the pairs of bearings located close to each other (bearings No. 3 and 4, and No. 5 and 6), one bearing in the pair reveals the range of permissible dislocations in a given horizontal direction close to that revealed by the other bearing in the opposite direction. As a result, the two bearings in the pair impose the load to each other.

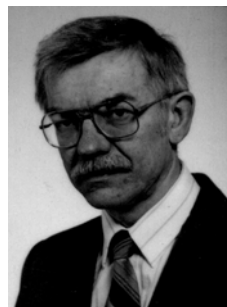
3. The ranges of permissible vertical dislocations of all bearings are highly asymmetric with respect to the basic location. The ratio of permissible upward and downward dislocations is between 2 (for bearing No. 7) and 6 (for bearing No. 3).

4. All bearings reveal alternate directions of the high and low ranges of permissible vertical dislocations. This testifies to strong vertical load imposed to each other by the adjacent bearings.

5. The asymmetry in the areas of permissible dislocations of individual bearings suggests that the constructional kinetostatic line of rotors is not optimal from the point of view of machine's resistance to bearing dislocations and the bearing location would be corrected.

REFERENCES

- [1] Vance J. M., 1985, "Rotordynamics of Turbomachinery", A Wiley – Interscience Publications, New York.
- [2] Hamrock B.J., 1994, "Fundamentals of Fluid Film Lubrication", McGraw-Hill Inc, New York.
- [3] Rybczynski J., 2001, "Analysis of additional vibrations encountered during investigations of rotor dynamics", Transactions of the Institute of Fluid-flow Machinery, nr 108, p. 95-111.
- [4] Rybczynski J., Luczak M., 2001, "Determination of the Acceptable Area of the Mutual Displacements of the Turbojet Bearings Regarding Vibration and Loading", Polish Maritime Research No 1 (27), March 2001, p. 7-10.
- [5] Kiciński J., Prońska A., 2004, „Identyfikacja modelu obliczeniowego Turbozespołu 13K215”, Oprac. wew. IMP nr 4068/04.
- [6] Kiciński J., Drozdowski R., Materny P., 1997, "The non-linear analysis of the effect of support construction properties on the dynamic properties of multi support rotor systems", Journal of Sound and Vibration, 206(4), pp. 523-539.



Jozef RYBCZYNSKI

Graduated from Gdansk University of Technology at Mechanical Engineering Faculty in 1971. Doctor of Philosophy in discipline mechanics. Employed since 1972 in The Institute of Fluid Flow Machinery, PAS in Gdansk in

Mechanics of Machines Department. Area of interest: dynamics of rotors supported in slider bearings, journal bearings, machine diagnostics, experimental investigations into the rotor and foundation vibration, measurement techniques.

PRZYKŁAD ZASTOSOWANIA ANALIZY WRAŻLIWOŚCI W DIAGNOSTYCE MASZYN

Damian SŁAWIK

Politechnika Śląska w Gliwicach, Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn
ul. Konarskiego 18a, 44 - 100 Gliwice
e-mail: dslawik@polsl.pl

Streszczenie

Obecnie w systemach nadzoru maszyn często monitorowanych jest wiele cech sygnałów diagnostycznych. Wybierane są one na podstawie wiedzy i intuicji projektanta, a nie w wyniku sformalizowanego procesu optymalizacji. Wiąże się to z tym, iż wybór cech sygnałów jest jednym z najtrudniejszych zadań diagnostyki. Mając na celu automatyzację tego zadania opracowano metodę badania wrażliwości cech sygnałów diagnostycznych. Przedstawiona w referacie metoda pozwala na wybór z dostępnego zbioru cech sygnałów pewnego podzbioru cech, istotnego z punktu widzenia diagnostyki maszyn. Otrzymany podzbiór cech ma zapewnić wysoką jakość rozpoznawania stanu technicznego diagnozowanego obiektu.

Słowa kluczowe: wrażliwość diagnostyczna, analiza wariancji, test HSD, miara wrażliwości

EXAMPLE OF APPLICATION OF SENSITIVITY ANALYSIS IN THE TECHNICAL DIAGNOSTICS

Summary

Nowadays, features of diagnostic signals are very often determined in maintenance systems. They are not usually chosen as a result of formalized optimization process, but they are based on knowledge and intuition of a designer. It is an effect of a fact that selection of signal features is one of the most difficult tasks of technical diagnostics. A method of sensitivity examination of diagnostic signal features was developed for the needs of automation of this task. The method described in the paper makes it possible to select a certain subset of signal features, which are meaningful from the diagnostic point of view. They are selected from a set of signal features. An obtained subset should assure height quality of technical state classification of an examined object.

Keywords: diagnostic sensitivity, variance analysis, the HSD test, sensitivity measure

1. WSTĘP

Problemem, jaki często pojawia się w diagnostyce technicznej jest określenie zbioru rozpatrywanych sygnałów diagnostycznych lub cech sygnałów. Narzędziem ułatwiającym i w pewnym stopniu automatyzującym to zadanie może być analiza wrażliwości. Zastosowanie tej analizy oraz skorzystanie z wiedzy i intuicji ekspertów może być pomocne w tworzeniu sprawniejszych i wydajniejszych systemów diagnostycznych. Analiza wrażliwości, w takim przypadku, pozwoli wskazać cechy sygnałów lub same sygnały niosące najwięcej informacji diagnostycznych, natomiast eksperci pomogą zweryfikować wyniki analizy wrażliwości uwzględniając dodatkowo aspekty techniczne i ekonomiczne.

W referacie przedstawiono i omówiono na przykładzie metodę badania wrażliwości. Metoda ta bazuje na analizie statystycznej i może znaleźć zastosowanie zarówno w diagnostyce maszyn, jak i w diagnostyce medycznej, meteorologii, ekonomii oraz innych dziedzinach nauki.

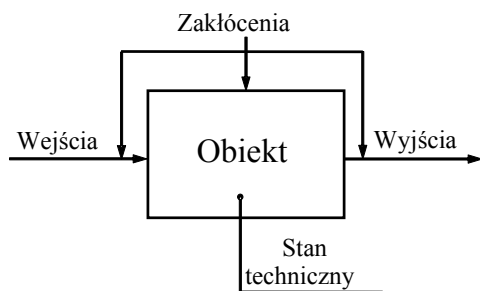
Zadaniem analizy wrażliwości diagnostycznej jest wybór pewnego, szczególnego podzbioru, z dostępnego zbioru cech sygnałów diagnostycznych. Cechy sygnałów diagnostycznych opisują sygnały diagnostyczne, które mogą być wynikiem obserwacji wejść i wyjść obiektu diagnostycznego [1]. W przypadku, gdy cechy te dotyczą obiektu o określonym stanie technicznym, są one mierzalnymi symptomami stanu. Mierzalne symptomy stanu [2] zawierają w sobie trzy grupy możliwych do obserwacji diagnostycznej parametrów lub charakterystyk:

- parametry funkcjonalne (robocze) maszyny, możliwe do wyznaczenia w trakcie działania maszyny (prędkość obrotowa wału) lub po wyłączeniu maszyny z ruchu i poddaniu jej specjalistycznym badaniom (moc na wale maszyny);
- parametry i charakterystyki, które są bezpośrednimi objawami zużycia i wymagającymi najczęściej demontażu maszyny (odchyłki kształtu);
- procesy resztkowe, które towarzyszą funkcjonowaniu maszyny. Do procesów resztkowych zaliczamy przede wszystkim procesy wibroaku-

styczne (drżania, hałas, pulsacje medium roboczego), termiczne, tarcie oraz elektryczne. Mogą być one badane bez konieczności demontażu maszyny, w trakcie jej działania.

2. DIAGNOZOWANY OBIEKT

Badanie wrażliwości diagnostycznej rozpoczynamy od rozpatrzenia badanego obiektu jako systemu. W systemie takim można wyróżnić wejścia i wyjścia. Można także wyszczególnić szereg różnych stanów działania tego obiektu (rys. 1).



Rys. 1. Diagnostyczny obiekt



Rys.2. Cechy sygnałów

Na wejścia diagnostowanego obiektu (rys. 2) podaje się zasilanie oraz sterowanie. Na wyjściu znajdują się produkt lub przetworzona energia oraz towarzyszące działaniu obiektu procesy resztkowe. Istotne jest, że własności otrzymanego produktu lub energii mogą także być źródłem sygnałów diagnostycznych, z których wyznaczamy cechy.

3. DEFINICJA WRAŻLIWOŚCI DIAGNOSTYCZNEJ

Wielokrotnie podejmowana była próba zdefiniowania pojęcia wrażliwości diagnostycznej [3],[6]. Najbardziej odpowiednią wydaje się jednak następująca definicja:

„Wrażliwością S cechy sygnału W , na stan techniczny b_i obiektu A , nazywamy względną zmianę wartości cechy W wynikającą z pojawienia się tego stanu.”

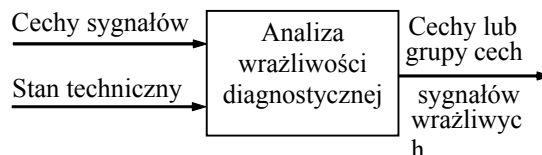
Definicję tą można przedstawić także jako następującą zależność:

$$S(W(A)|b_i) = \frac{V(W(A)|b_i)}{V(W(A)|B)}; \quad B = \{b_1, b_2, \dots, b_N\},$$

gdzie: A – badany obiekt; B – zbiór stanów technicznych; b_i – rozpatrywany stan techniczny; $W(A)$ – zmiany wartości badanej cechy sygnału; $V(W(A)|B)$ – maksymalna wartość miary zmienności V cechy sygnału W uwzględniająca cały zbiór stanów; $V(W(A)|b_i)$ – wartość miary zmienności V cechy sygnału W określona dla rozpatrywanego stanu technicznego b_i .

4. BADANIE WRAŻLIWOŚCI DIAGNOSTYCZNEJ

Badanie wrażliwości diagnostycznej polega na określeniu wpływu wystąpienia wybranego stanu technicznego na zmiany wartości cech sygnałów.



Rys. 3. Analiza wrażliwości diagnostycznej

Stan techniczny w normalnie działającym obiekcie technicznym jest wynikiem jego wcześniejszej eksploatacji. Możemy to zmienić ingerując w strukturę badanego obiektu technicznego np. poprzez celowe symulowanie zużycia lub wprowadzenie uszkodzenia. Postępowanie takie jest dopuszczalne, jeżeli cena badanego obiektu nie jest wysoka. W przypadku kosztownych obiektów technicznych można stosować ich modele lub prowadzić eksperyment bierny. Badanie wrażliwości diagnostycznej może znaleźć zastosowanie w początkowym etapie projektowania układów diagnostycznych przy wyborze cech sygnałów najlepiej opisujących stan obiektu. Celem analizy wrażliwości diagnostycznej w takim przypadku jest:

- wskazanie i odrzucenie cech sygnałów, których wyznaczenie jest nieopłacalne ze względu na brak relacji tych cech z rozpatrywanym stanem technicznym;
- określenie wartości od 0 do 1, będącej miarą wrażliwości i niosącej informację o tym, w jakim stopniu korzystne może być użycie danej cechy sygnału w identyfikacji określonego stanu technicznego;
- eliminowanie redundantnych cech sygnałów, nie wnoszących nowych informacji, a jedynie pogorszących jakość diagnozy, w przypadku, gdy wrażliwość tych cech jest mała;

4.1. Obiekt badań

Do badań wrażliwości diagnostycznej zostały użyte sygnały zarejestrowane na stanowisku badawczym RotorKit firmy Bently Nevada. Stanowisko to jest modelem maszyny wirnikowej, składającym się z łożyskowanego wałka oraz osadzonych na tym wałku tarcz. W trakcie badań rejestrowane były sygnały dla różnych wartości i faz niewyważenia dwóch tarcz przy różnych wartościach prędkości obrotowej wałka.

4.2. Rozpatrywane stany techniczne

Pierwszym krokiem w badaniu wrażliwości diagnostycznej jest określenie zbioru rozpatrywanych stanów technicznych. Dla badanego obiektu mogą to być stany opisane wartością niewyważenia:

- wartość niewyważenia tarczy nr 1 w gramach:

$$NT1 = \{0, 0.6, 0.8, 1, 1.2, 1.4, 1.6\};$$

W badaniach ograniczamy liczbę stanów technicznych do trzech:

- opisowa wartość niewyważenia tarczy nr 1:

$$NT1 = \{a_1, a_2, a_3\};$$

gdzie: a_1 – mała $\{0, 0.6\}$; a_2 – średnia $\{0.8, 1, 1.2\}$; a_3 – duża $\{1.4, 1.6\}$ wartość niewyważenia tarczy nr 1.

4.3. Cechy sygnałów

Jak już wspomniano wcześniej, w ramach badań rejestrowano sygnały diagnostyczne. Były to cztery sygnały przemieszczeń wałka rejestrowane w dwóch punktach pomiarowych, w prostopadłych do siebie płaszczyznach. Na podstawie sygnałów wyznaczono takie cechy punktowe sygnałów jak: wartość średnia, średnia bezwzględna, średniokwadratowa i skuteczna; wartość szczytowa bezwzględna, dodatnia i ujemna, wartość międzyszczytowa; współczynnik kształtu, szczytu, impulsowości, luzu, asymetrii (dewiacji), kurtozy oraz wariancja i odchylenie standardowe.

4.4. Eliminacja cech niewrażliwych

Mając wyznaczone cechy sygnałów przechodzimy do etapu badania wrażliwości diagnostycznej. Wrażliwość każdej cechy sygnału określana jest niezależnie. Rozpoczynamy od wyboru zbioru wartości interesującej nas cechy wyznaczonego dla jednej rozpatrywanej przez nas prędkości obrotowej. Następnie dokonujemy podziału tego zbioru na podzbiory odpowiadające poszczególnym stanom technicznym. Z otrzymanych tym sposobem danych wyznaczamy średnie kwadraty odchylenia dla podzbiorów (obiektów) V_{ob} i dla poszczególnych wartości (błędów) V_c .

W celu zweryfikowania hipotezy o braku różnic między utworzonymi podzbiorymi korzystamy z funkcji testowej F^0 oraz α -procentowej wartości granicznej F_α odczytanej z tablic F-Senecora.

Jeżeli $F^0 > F_\alpha$ to hipotezę zerową o braku różnic między grupami odrzucamy z ryzykiem błędu α i przystępujemy do dalszego etapu analizy wrażliwości. W przypadku, gdy $F^0 \leq F_\alpha$ badaną cechę sygnału uznajemy za niewrażliwą na zmiany stanu i ją odrzucamy.

4.5. Wyznaczanie wrażliwości

Założono, iż wartość wrażliwości cech sygnałów diagnostycznych może zmieniać się w zakresie od 0 do 1. Dodatkowo przyjęto, iż w przypadku uporządkowanego zbioru stanów do wartości wrażliwości dodawany jest znak „+” lub „-”.

Wyznaczanie wrażliwości dzielimy na dwa etapy. W pierwszym etapie określamy, w jakim stopniu poszczególne grupy wartości wybranej cechy sygnału różnią się między sobą. Służy do tego test HSD (Honestly Significant Difference) Tukey'a, stosowany w przypadku równej liczby obiektów w grupach lub bardziej ogólny test HSD Tukey'a-Kramera, stosowany w przypadku różnej (lub równej) liczby obiektów w grupach.

Najprostszym sposobem przeprowadzenia testu HSD jest wyznaczenie granicznych wartości HSD dla żądanego poziomu istotności. W naszym przypadku wyznaczamy HSD_α przy poziomie istotności α .

Znając wartość średnią dla przyjętych podzbiorów oraz wartość graniczną HSD_α można określić $1-\alpha$ procentowe przedziały ufności dla różnicy wartości średnich.

$$\{y_{i,j}^{\min}, y_{i,j}^{\text{mean}}, y_{i,j}^{\max}\}; \quad i, j = \{a_1, a_2, a_3\}; \quad i \neq j$$

Otrzymane tym sposobem przedziały wartości pozwalają ocenić istotność różnic między przyjętymi podzbiorymi. Różnice te są istotne, gdy pary wartości $\{y_{i,j}^{\min}, y_{i,j}^{\max}\}$ są tylko dodatnie lub tylko ujemne.

W przypadku, gdy są one dodatnie to średnia dla podzbioru $j = \{a_1, a_2, a_3\}$ jest znacząco większa od średniej dla podzbioru $i = \{a_1, a_2, a_3\}$, co zapisujemy jako $w_{i,j} = +1$. Można jeszcze wyróżnić przypadek, gdy $w_{i,j} = -1$ oraz $|w_{i,j}| < 1$.

Drugim etapem wyznaczania wrażliwości jest oszacowanie jakości odwzorowania przedziałów wartości cech sygnałów w zbiorze stanów technicznych. Jeżeli przedziały wartości cech sygnałów, wyznaczonych w poprzednim etapie, zawsze znajdują jednoznaczne odwzorowanie w zbiorze rozpatrywanych stanów to jakość odwzorowania (miara wrażliwości) jest największa, równa 1. W innym przypadku, gdy któryś z przedziałów wartości cech sygnałów, nie ma jednoznacznego odwzorowania w zbiorze stanów, jakość odwzorowania jest odpowiednio mniejsza.

W celu oszacowania jakości odwzorowania, a tym samym wyznaczenia wartości wrażliwości, zaproponowano następującą zależność:

$$W = \frac{\sum_{i,j} |w_{i,j}|}{n(n-1)}; \quad i, j = \{a_1, a_2, a_3\}; \quad i \neq j.$$

Stosujemy ją, gdy między poszczególnymi stanami technicznymi nie występuje relacja uporządkowania. Jeżeli relacja uporządkowania występuje, powyższą zależność modyfikujemy, uwzględniając kolejność poprzez przypisanie $w_{i,j} = 0$, gdy jest ona nieprawidłowa.

Oprócz wrażliwości (głównej) dotyczącej cech sygnałów zaproponowano miarę wrażliwości cząstkowej dla przedziałów wartości cech sygnałów:

$$W_i = \frac{\sum_j |w_{i,j}|}{n-1}; \quad i, j = \{a_1, a_2, a_3\}; \quad i \neq j.$$

4.6. Wyniki badań

Przydatność analizy wrażliwości postanowiono zbadać korzystając reguł wnioskowania tworzonych na podstawie otrzymanych wartości wrażliwości głównej i cząstkowej.

Tabela.1. Wyniki dla 163 przykładów testowych

	Niewyważa		Wyznaczone wartości niewyważenia			Trafność diagnozy
	-	[g]	małe	średnie	duże	
Oczekiwane wartości niewyważenia	małe	0	12	2	0	86%
		0,6	36	10	5	71%
	średnie	0,8	4	1	1	17%
		1	29	13	10	25%
		1,2	0	2	1	67%
	duże	1,4	0	1	1	50%
		1,6	3	7	25	71%

Testy przeprowadzono metodą *leave one out* powtarzając każdorazowo następujące kroki:

1. Sygnały diagnostyczne zarejestrowane dla jednej, interesującej nas prędkości obrotowej podzielono na podzbiory, odpowiadające poszczególnym wartościom niewyważenia.
2. Jeden z sygnałów przyjęto jako testowy i usunięto z podzbioru, do którego go przydzielono.
3. Wyznaczono wartości cech sygnałów.
4. Dla każdej cechy sygnału wyznaczono wartość wrażliwości.
5. Na podstawie wartości wrażliwości utworzono reguły wnioskowania.
6. Na podstawie utworzonych reguł oraz cech wyznaczonych dla sygnału testowego określono wartość niewyważenia.
7. Wartość wpisaną w komórkę (tab.1), która odpowiada wyznaczonemu i oczekiwanemu niewyważeniu dla sygnału testowego, powiększono o 1.
8. Punkty od 2 do 7 powtórzono 163 razy.

5. WNIOSKI

Opracowany algorytm badania wrażliwości pozwolił wskazać cechy najbardziej wrażliwe na

zmianę niewyważenia tarczy nr 1. Pozwoliło to na automatyczne tworzenie reguł wnioskowania. Reguły te dają możliwość określenia wartości niewyważenia. Dotyczy to zwłaszcza skrajnych, najbardziej nas interesujących przypadków. Należy podkreślić fakt, iż badane sygnały były zakłócane niewyważą tarczy nr 2 oraz były rejestrowane dla różnych faz niewyważenia.

W przypadku średnich wartości niewyważenia wyniki nie są zadowalające. Przyczyną tego może być mała liczba reguł, którą ograniczono do dwóch dla każdej z trzech wartości niewyważenia. Ponadto wartości wrażliwości Wa_2 oscylowały w granicach 0.6, w czasie, gdy wartości Wa_1 oraz Wa_3 osiągały wartość wrażliwości bliską 1.

LITERATURA

- [1] Cholewa W., Moczulski W.: *Diagnostyka Techniczna Maszyn. Pomiary i Analiza Sygnałów*. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice, 1993.
- [2] Cempel Cz.: *Diagnostyka Wibroakustyczna Maszyn*. PWN, Warszawa, 1989.
- [3] *Diagnostyka Techniczna. Metody Odwracania Nieliniowych Modeli Obiektów*. Cholewa W., Kiciński J. (red.), Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn, Politechnika Śląska, Z. 120, Gliwice, 2001.
- [4] Klimek A.: *Metody doskonalenia odwrotnych modeli diagnostycznych*. Mechanika Z. 134, Gliwice, 1999.
- [5] Klimek A., Wysogład B.: *Sprawozdanie z badań stanowiska RotorKit*. Materiały wew. Katedry Podstaw Konstrukcji Maszyn, Gliwice, 1999.
- [6] Sławik D.: *Application of statistical methods in the diagnostic sensitivity research*. Mat. Konf. Methods of Artificial Intelligence, AI-METH 2003, Gliwice, 2003.



Magister inżynier Damian Sławik jest absolwentem Wydziału Mechanicznego Technologicznego Politechniki Śląskiej w Gliwicach. W roku 2000 rozpoczął studia doktoranckie w Katedrze Podstaw Konstrukcji Maszyn tejże uczelni.

Swoje zainteresowania skupia głównie na metodach komputerowego wspomaganie projektowania i eksploatacji maszyn, modelowania obiektów diagnostycznych, metodach sztucznej inteligencji oraz metodach diagnostyki technicznej. Jest on laureatem Stypendium Promocyjnego koncernu Fiat dla najlepszych prac dyplomowych magisterskich i doktorskich (nagroda zbiorowa wspólnie z Jackiem Wojtusikiem i Dominikiem Wachlą).

HEALTH AND USAGE MONITORING OF AEROSPACE STRUCTURES

Wieslaw J. STASZEWSKI

Department of Mechanical Engineering, Sheffield University
Mappin Street, Sheffield S1 3JD, UK

E-mail: w.j.staszewski@sheffield.ac.uk; Fax: +44 114 222 7890; Tel: +44 114 222 7759

Abstract

Aircraft maintenance involves usage and/or damage detection of structures. Usage is associated with measuring load sequences and a typical application example is Operational Loads Monitoring (OLM) whereby either flight parameters or direct structural strain measurements in aircraft are used to quantify the fatigue life of the structure. Current damage monitoring involves traditional non-destructive techniques such as Eddy Current or Ultrasonics. The paper gives a brief overview of currently used and emerging technologies in maintenance of aerospace structures. Recent developments in this area, related to damage detection techniques based on integrated smart sensor technologies, are also discussed. These techniques are associated with a new design philosophy leading to multifunctional and adaptable structures.

Keywords: Aerospace Structures, Health Monitoring, Usage Monitoring, Smart Sensor Technologies

EKSPLOATACJA I DETEKCCJA USZKODZEŃ KONSTRUKCJI LOTNICZYCH

Streszczenie

Eksploracja samolotów związana jest z monitorowaniem stanu zużycia oraz detekcją uszkodzeń konstrukcji. Monitorowanie stanu zużycia samolotu sprowadza się do analizy obciążeń konstrukcji oraz do szacowania i prognozy wytrzymałości zmęczeniowej. Metoda pośrednia oparta jest na parametrach lotu, podczas gdy metoda bezpośrednia wykorzystuje pomiary odkształceń konstrukcji. Tradycyjne metody detekcji uszkodzeń konstrukcji lotniczych wykorzystują badania nieniszczące oparte na indukcji magnetycznej oraz ultradźwiękach. Praca przedstawia w skrócie tradycyjne oraz nowe metody detekcji uszkodzeń wykorzystywane w eksploatacji samolotów. Nowe metody, oparte na inteligentnych czujnikach pomiarowych zintegrowanych z samolotem, związane są z nową koncepcją projektowania wielofunkcyjnych i adaptacyjnych konstrukcji.

Słowa Kluczowe: Konstrukcje Lotnicze, Detekcja Uszkodzeń, Monitorowanie Stanu, Inteligentne Czujniki

1. INTRODUCTION

Aircraft designers, manufacturers and operators face many technical challenges in the near future. On the one hand, new large capacity civil structures, making greater use of composite materials, are being developed and will be widely used. At the same time, new military structures exhibit improved performance associated with greater structural complexity. Among many other improvements and expectations, the end-users of these new structures demand high rate operational availability and reduced life-cycle costs. On the other hand, the existing aircraft fleet is ageing continually. A number of life extension programmes have been performed and considered in recent years; civil structures are

converted from passenger aircraft to freighters whereas military aircraft are redesigned to add extra weapon systems. All these developments are a major challenge to inspection and maintenance of aircraft structures.

Maintenance and inspection of aircraft involves usage and/or damage detection in structures. Usage is associated with measuring load sequences and a typical application example is Operational Loads Monitoring (OLM) whereby either flight parameters or direct structural strain measurements in aircraft are used to quantify the fatigue life of the structure. Usage monitoring is performed in military structures. Current damage monitoring involves traditional non-destructive techniques such as visual inspection, Eddy Cur-

rent or Ultrasonics. All these elements are discussed in [1].

Recent developments in this area are related to Structural Health Monitoring (SHM) techniques utilising new technologies and transducers which are capable of achieving continuous damage monitoring. These developments are associated with a new design philosophy leading to lighter, more reliable and high-performance structures.

The paper gives a brief overview of currently used and emerging technologies related to health and usage monitoring of aerospace structures. The focus here is on airframes, not on engines and avionics. Section 2 briefly discusses the current structural design of aircraft. This is followed by Section 3 describing the ageing aircraft problem. The usage and health monitoring technologies used in aircraft are summarised in Sections 4 and 5, respectively. New SHM developments that have the potential for aircraft inspection and maintenance are discussed in Section 6. Finally, the paper is concluded in Section 7.

Guidelines for aircraft design and operation result from different approaches to fatigue of materials. Current design principles of aircraft structures are based on the *safe-life* concept. Load spectra representative of typical operational conditions are first determined. This requires a significant amount of data related to mission profiles, mass distributions and many other parameters. The load spectra and fracture mechanics are then used to evaluate structural components in terms of their service fatigue life. This is followed by a series of fatigue tests of materials, coupons, elements, subcomponents and components, leading finally to the Major Airframe Fatigue Test (MAFT). In practice, the scatter in design input data (e.g. unknown parameters, change of load conditions, variation of material properties, quality of manufacturing, human errors or structural modifications in service) is quite significant. Thus various safety factors are imposed on the structure to guarantee the safe fatigue life. The structure is designed for a specific number of flight hours and retired from service afterwards even if no failure occurs.

2. AIRCRAFT STRUCTURAL DESIGN

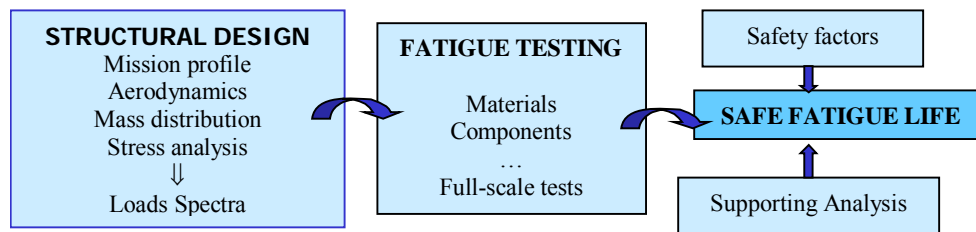


Figure 1. Safe-life aircraft design concept.

The structure is designed for a specific number of flight hours and retired from service afterwards even if no failure occurs. The estimation of operational life of ageing aircraft is even more difficult. The *safe-life* designed concept, illustrated in Figure 1, leads in practice to structures which are safe but over designed. This is not desirable if economy and performance are analysed. Non-critical structural components which are exposed to multiple load paths are often designed using the *fail-safe* concept. Even if these components develop damage, the structural integrity is not jeopardized since the assumption is that damage can be detected before any catastrophic failure. This requires periodic inspections of components. Monitoring techniques offering reliable detection, location, estimation of severity and prognosis of damage can lead to the *damage-tolerance* design concept. Detected damage

is monitored to maintain the safe life of aircraft in this design concept. Although significant inspection effort is required, this concept can lead to lighter structures and better performance. In fact the prevention of crack initiation behind the *safe-life* concept of design does not prevent catastrophic failures. Therefore maintenance and inspection of aircraft structures is very important whatever the design concept is. More details related to current design concept of aircraft and potential benefits associated with the damage-tolerant approach can be found in [1].

Fatigue of materials in Aerospace Engineering has significantly contributed to structural design. The *safe-life* and *fail-safe* design concepts, introduced in aerospace, are widely used in many areas of engineering.

3. AGEING AIRCRAFT PROBLEM AND STRUCTURAL DAMAGE

Statistics show that a significant number of civil and military aircraft have exceeded their design lives. The number of civil structures older than 25-years has increased from 1900 in 1997 to 2130 in 1999 [2]. The same problem exists in the military area where for example in 2000, 75% of US Air Force aircraft were older than 25 years [3]. Recent years have shown many aircraft being retired. However, it is very likely that these structures will be used in the future. Although, through-life upgraded structures are cheaper than new structures, the costs associated with their maintenance is a serious problem. This is due to the fact that ageing aircraft structures require a significant maintenance effort in order to guarantee the extended safe life. This is why reliable and cheap techniques for damage detection in aircraft are very important. These methods need to detect and monitor various types of structural damage.

It appears that fatigue cracks and corrosion are the major cause of damage in aircraft metallic components whereas Barely Visible Impact Damage (BVID) is the major concern in aircraft composite components [2]. In practice only certain critical areas need to be monitored periodically. The most critical areas in civil structures include: frames, joints, stringer run-outs in fuselage, wing/fuselage attachments, pressure bulkheads and landing gears [2]. Loads and geometry of these components are the major contribution to fatigue.

4. USAGE MONITORING

Aircraft usage can be monitored using structural load sequences. Load sequences are then transformed in order to estimate the accumulated fatigue life. Various analytical tools are required for the transformation. Loads models from the aircraft design process are not used in practice for fatigue life estimation. These models are very expensive to produce and then update if any modifications are required. This section briefly describes major approaches used for usage monitoring in aircraft structures. Usage monitoring systems based on loads are commonly known as Operational Loads Monitoring (OLM) systems and mainly applied in military structures.

Fatigue monitoring, introduced in 1950s, was the first approach used for aircraft usage evaluation.

The method uses fatigue meters that count the cumulative number of reached or exceeded values of critical vertical acceleration. This technique not only results in poor accuracy but also leave many areas which are not monitored. A significant improvement can be achieved when loads monitoring is performed using flight parameters such as speed, altitude, acceleration, fuel content, flap position, air temperature and many other parameters offered by sensors already used to monitor aircraft performance. Despite the fact that parametric systems have been significantly improved over the years, their accuracy is still limited.

An alternative approach to loads monitoring can be offered when direct strain measurements are performed.

This approach utilises a small number (10 to 20) of strain gauges bonded in critical locations. Strain signals can be converted to stress histories which can be related to loads. A rainflow cycle counting procedure is used to analyse the loads. The accumulated damage is then estimated using the Fatigue Index (FI) which is based on the fatigue-life (S-N) curve and linear damage accumulation rules. Although the method is sufficiently accurate, it is still very costly to install and support. Also, the assumption of linear accumulation of damage is not always valid. Recent developments in this area include the application of optical fibre sensors for strain and temperature monitoring [4].

The *Eurofighter Typhoon* combat aircraft is equipped in one of the most sophisticated systems that performs real-life fatigue calculations, as described in [5]. The system uses events (e.g. reports on hard landing) and loads (strain gauges or flight parameters) monitoring. This information is combined with the auxiliary data (e.g. flying log data and design/performance parameters) in order to estimate the life consumed by the airframe. The entire system is directly linked to ground-based maintenance.

5. HEALTH MONITORING

Damage detection/monitoring, Non-Destructive Testing/Evaluation (NDT/E) and SHM have the same meaning in many engineering areas. *Damage*, *health* and *monitoring* of structures can be described using various definitions. In general, *health* is the ability to function/perform and maintain the structural integrity throughout the entire life-time of the structure; *monitoring* is the process of diagnosis and prognosis and *damage* is a material, structural or functional failure.

Also, in this context, structural integrity is the boundary condition between safety and failure of engineering components and structures. Damage detection and direct monitoring of damage accumulation offers an alternative approach to loads monitoring in aircraft maintenance. In fact civil aircraft are inspected using classical NDT techniques developed mostly between 1940s and 1960s.

Various approaches, technologies, techniques and signal processing methods have been proposed for structural damage detection and monitoring. The applicability of these techniques for aircraft damage detection has been discussed in [6]. It appears that only a few techniques are used in practice for aircraft inspection and maintenance. These include: visual inspection, Ultrasonics and Eddy Current.

Visual inspection, which includes examination by eye, optical devices and illumination techniques, is the most commonly used approach in aircraft service. Although the method is effective for detection of surface and sub-surface damage, it is very time consuming and often applicable only in laboratory conditions. Ultrasonic inspection utilises various properties of elastic waves propagating in structures. Various physical phenomena, such as wave attenuation, scattering and reflections, are used for damage detection. Damage detection tests are conducted using either the *pitch-catch* or *pulse-echo* mode. The former utilizes two probes moving in tandem on either one or two sides of the specimen. The latter uses only one probe which works as an actuator and sensor. Conventional ultrasonic inspection requires coupling medium between ultrasonic probes and monitored specimens. In summary, ultrasonic inspection is highly sensitive to surface and deep flaw type damage. The major limitations of these techniques are related to difficulties with coupling, requirement for time-consuming scanning and cost of ultrasonic equipment. Eddy Current is the third most commonly used technique for crack detection in aerospace structures. The method works on the principle of electromagnetic induction; damage is detected by changes in electromagnetic impedance due to strain in the material. The method is relatively inexpensive and offers the ability to detect surface and sub-surface small defects. Unfortunately only conducting materials can be tested with Eddy Current probes. Also poor depth penetration and scanning requirement (time-consuming for large areas) are the major limitation of the technique.

6. EMERGING DAMAGE DETECTION TECHNOLOGIES FOR AIRCRAFT INSPECTION

Recent years have shown a number of new technologies that have the potential for automatic damage detection in aircraft structures. This section summarises the most promising techniques for rapid, reliable and effective damage detection.

Recent developments in SHM area are related either to modifications of well-established techniques, new equipment and sensor technologies or new monitoring principles. Acoustic Emission (AE) is a well-established NDT technique used for damage detection. It is based on rapid release of transient elastic energy in form of short elastic waves that propagates in the monitored specimen. These bursts are produced by microscopic deformations, dislocation movement or crack propagation/fracture under the external loading. The modified AE system has been recently developed jointly by *Airbus UK* and *Lloyds Register of Shipping* and built by *Ultra Electronics*. The system contains phenomenological filters that perform dramatic data reduction resulting in improved detection and location of damage. Application examples to full-scale aircraft fatigue tests can be found in [7]. An application of optical fibre sensors for AE-based damage detection is another promising development in this area, as also discussed in [7].

Although elastic waves and their propagation have been used for many years to analyse structural damage, a number of interesting approaches have been proposed recently for integrated health monitoring systems. Lamb wave inspection is the most widely used damage detection technique based on guided ultrasonic waves (i.e. wave packets propagating in bounded media). The technique is based on guided ultrasonic waves propagating in plate-like structures (Figure 2). These waves are introduced to the monitored plate by one transducer and sensed either by the same transducer or another transducers at a different location. The former involves the analysis of reflected waves whereas the latter utilises transmitted waves. Structural damage is identified by a change of the response signal. Often wave attenuation and/or mode conversion are sufficient to detect defects. The first NDT/E application of Lamb waves goes back to the 1950s. A significant progress has been achieved when low-profile, smart transducers (e.g. piezoceramic, polymer, discs, paints, fibres) were introduced in the early 1990s. One of the most inter-

esting developments in this area is the *Smart Layer*[®] [8] comprising small piezoceramic transducers on a thin dielectric Kapton layer which can be easily surface mounted on a structure or integrated into a structure/material. A review on guided ultrasonic waves for SHM applications is

given in [9]. This review includes recent developments in: transducers, monitoring strategy, modelling, signal processing and application examples.

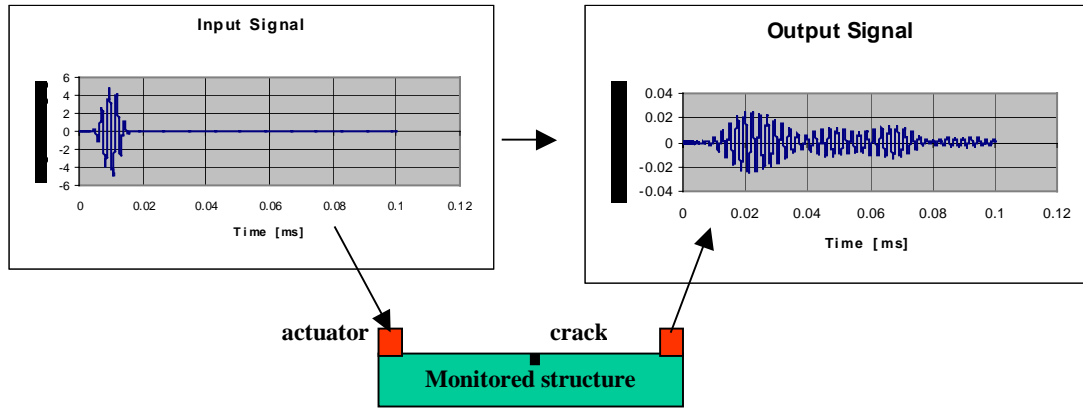


Figure 2. Damage detection using guided ultrasonic waves.

The major progress in the area of guided ultrasonic waves for SHM has been achieved in transducer technologies. Figure 3 gives examples of two recently developed and promising transducers used for guided ultrasonic waves. A phased array transducer [10], shown in Figure 2a, generates Lamb waves propagating in various directions. These directions (angles and focal lengths) are controlled electronically by appropriate delays of the signal emitted by an array of small crystal elements that can work in a combined transmitter/receiver mode. Damage detection systems based on phase array transducers [11] are sensitive to small cracks in metallic structures allowing for a significant reduction of transducers required for monitoring. Figure 2b shows an example of the Micro-Electro-Mechanical System (MEMS) used for generation/sensing of guided ultrasonic waves. This MEMS transducer, introduced in [12], is in fact a vibrating thin silicon nitride membrane supported on the 500 μm silicon substrate. The resonance frequency of this transducer is in the vicinity of 1MHz. Recent studies show that optical fibres can also be used for Lamb wave sensing, as demonstrated in [13], where a Bragg grating sensor with a narrow bandwidth laser was used. If the wavelength of the laser matches a certain part of the grating spectrum, any shift of the spectrum will as a consequence modulate the reflected optical power. Thus Bragg gratings can be used as multi-functional sensors measuring strain, temperature, vibration and ultrasound (AE

and guided ultrasonic waves). Although, optical/laser based systems are widely used for Lamb wave generation and sensing, only recently scanning laser vibrometry has been used for damage detection in metallic structures, as shown in [14-15]. Figure 3 demonstrates how laser vibrometry can be used for crack detection in metallic structures. Here, a Lamb wave signal is generated in the aluminium plate using a low-profile piezoceramic actuator. The indicated area of the plate is then scanned by a laser vibrometer. The damage detection scan exhibits increased amplitude levels of Lamb wave responses in the vicinity of damage. A new Comparative Vacuum Monitoring (CVM) method was developed in the mid 1990s for crack detection [16]. The CVM techniques utilizes self-adhesive polymer sensor pads which are bonded on monitored specimens. A low vacuum pressure is maintained between sensor pads and monitored surfaces. An increase in pressure indicates cracks. A number of different types of sensor pads have been developed for various geometrical and structural configurations. The method is sensitive to detect 250 μm cracks. Microwaves have been considered for surface crack detection since 1970s [17]. A number of different damage detection techniques based on microwaves have been developed since that time under different names such as [18]: microwave imaging, microwave antennas, microwave waveguide sensors or microwave thermography.

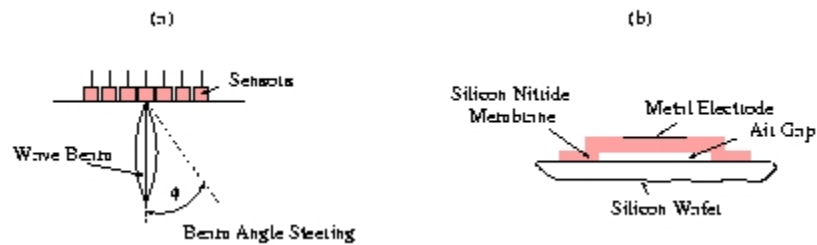


Figure 3. Examples of recent sensor design concepts: (a) phased-array sensor (b) MEMS capacitance transducer.

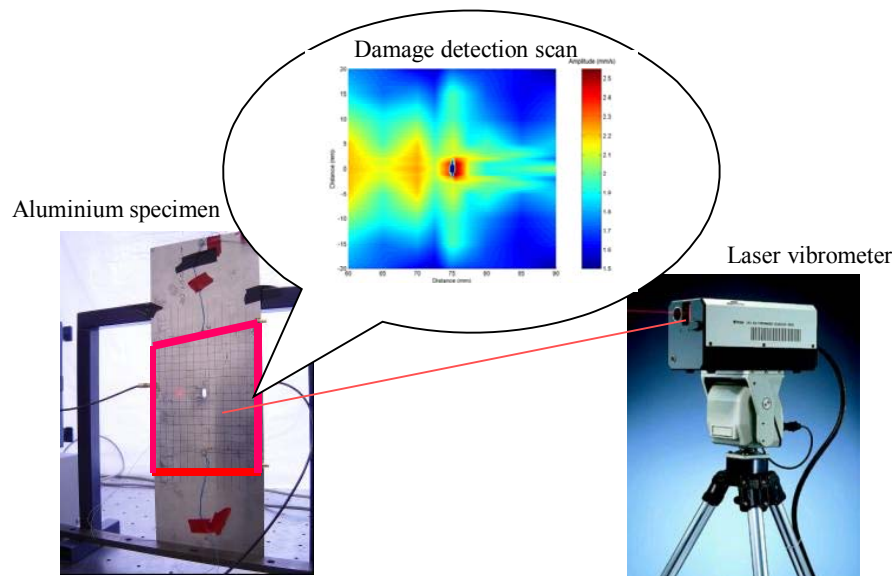


Figure 4. Damage detection using laser vibrometry.

Microwaves are electromagnetic waves having a wavelength of 10 to 300 mm (frequency of 1GHz to 30GHz). They exhibit many properties usually associated with waves in the optical frequency range. Electromagnetic microwaves can penetrate non-metallic materials and, in contrast to ultrasonic waves, they can propagate well in the air. Thus non-contact damage detection is possible without any coupling medium. Microwave wireless systems consist of transmitting and receiving antennas. Receiving transducers detect characteristic signals in standing waves created by short-circuited microwave waveguides due to surface cracks. Microwave-based damage detection systems can be classified into active and passive systems [19]. Active systems analyse reflected waves whereas passive systems utilise information about damage from emitted energy (e.g. temperature change).

Vibration/modal based techniques have also been considered for aircraft damage detection [20]. The assumption of these techniques is that damage results in modifications of structural parameters, i.e. mass, stiffness or damping. This approach utilizes natural frequencies, mode shapes, modal energy curvatures and transfer functions. However, the major problem with vibration/modal-based techniques is the damage sensitivity; global, not local, detection and monitoring of large damage is only possible in practice.

6. CONCLUSIONS

The paper has briefly discussed current approaches used for inspection and maintenance of aircraft structures. Recent developments in this area are related to new monitoring and sensor

technologies based on the integrated system approach. These techniques have the potential to influence current aircraft design concept leading to lighter, high-performance structures which designed using damage-tolerance principles.

Research and development for aerospace applications are at the forefront on engineering achievements. Therefore the applicability of these techniques goes far beyond aircraft damage detection; the methods presented can be used in other areas of transportation, civil and process engineering.

REFERENCES

- [1] Boller C and Staszewski W.J. 2003 "Aircraft Structural Health and Usage Monitoring", In: *Health Monitoring of Aerospace Structures*, W.J. Staszewski, C. Boller and G.R. Tomlinson, Eds, John Wiley & Sons, Ltd, Chichester, UK, pp. 29-73.
- [2] Staszewski W.J. and Boller C. 2002 "Acoustic Wave Propagation Phenomena Modelling and Damage Mechanism in Ageing Aircraft", Aircraft Integrated Monitoring Systems (AIMS) Conference, Garmisch-partenkirchen, Germany, 27-30 may, CD -ROM Proceedings, pp. 169-184.
- [3] Penny S 2000 "Geriatric Ward", *Flight International*, 19 December-1 January.
- [4] Foote P. et al 2003 "Operational Load Monitoring Using Optical Fibre Sensors", In: *Health Monitoring of Aerospace Structures*, W.J. Staszewski, C. Boller and G.R. Tomlinson, Eds, John Wiley & Sons, Ltd, Chichester, UK, pp.75-123.
- [5] Hunt S.R. and Hebden I.G. 2001 "Validation of the Eurofighter Typhoon Structural Health and Usage Monitoring System", *Smart Materials and Structures*, Vol. 10, pp. 497-503.
- [6] Boller C. 1996 "Fundamentals on Damage Monitoring", AGARD Lecture Notes, Series 205 (AGARD-LS-205).
- [7] P.A. Lloyd et al 2003 "Structural Health Monitoring Evaluation Tests", In: *Health Monitoring of Aerospace Structures*, W.J. Staszewski, C. Boller and G.R. Tomlinson, Eds, John Wiley & Sons, Ltd, Chichester, UK, pp. 207-259.
- [8] Chang F.K. 1997 "Smart Layer: Built-in Diagnostic System for Composite Structures", In: Proceedings of the Fourth European Conference on Smart Structures and Materials, Second International Conference on Micromechanics, Intelligent materials and Robotics, Harrogate, UK, pp. 777-786.
- [9] Staszewski W.J. "Structural Health Monitoring Using Guided Ultrasonic Waves", In: *Advances in Smart Technologies in Structural Engineering*, J. Holnicki-Szulc, Ed., Springer, to appear in 2004.
- [10] Blanquet P., Demol T. and Delebarre C 1996 "Application of Array Transducers to Health Monitoring of Aeronautic Structures", In: Proceedings of the 14th World Congress on Nondestructive Testing, New Delhi, India, Vol. 4, pp. 2057-2060.
- [11] Kress K.P., Dittrich K. and Guse G. 2001, "Smart Wide-Area Imaging Sensor System (SWISS)", In: Proceedings of the SPIE International Symposium on Smart Structures and Materials, Conference on Industrial and Commercial Applications of Smart Structures Technologies, San Diego, California, Paper No. 4332-62.
- [12] Khuri-Yakub B.T., Cheng C.H., Degertekin F.L., Ergun S., Hansen S., Jin X.C. and Oralkan O. 2000, "Silicon Micromachined Ultrasonic Transducers", *Japanese Journal of Applied Physics*, Vol. 39, pp. 2882-2887.
- [13] Betz D., Thursby G., Culshaw B. and Staszewski W.J. 2003, "Acousto-Ultrasonic Sensing Using Fiber Bragg Grating", *Smart Materials and Structures*, Vol. 12, No. 1, pp. 122-128.
- [14] Staszewski W.J., Lee B.C., Mallet L. and Scarpa F. 2004, "Structural Health Monitoring Using Scanning Laser Vibrometry. Part I: Lamb Wave Sensing", *Smart Materials and Structures*, Vol. 13(2), pp. 251-260.
- [15] Mallet L., Lee B.C., Staszewski W.J. and Scarpa F. 2004, "Structural Health Monitoring Using Scanning Laser Vibrometry. Part I: Lamb Waves for Damage Detection", *Smart Materials and Structures*, Vol. 13(2), pp. 261-269.
- [16] Wishaw M. and Barton D.P. 2001, "Comparative Vacuum Monitoring: a New Method of In-Situ Real Time Crack Detection and Monitoring", In: Proceedings of the 10th Asia-Pacific Conference on Non-Destructive Testing, Brisbane, Australia, paper 1129.
- [17] Hruby R.J. and Feinstein L 1970, "A Novel Nondestructive Noncontacting Method for Measuring the Depth of Thin Slits and Cracks in Metals", *The Review of Scientific Instruments*, Vol. 41(5), pp. 679-683.

- [18] Zoughi R. 2000, *Microwave Non-Destructive Testing and Evaluation*, Kluwer Academic Publisher, The Netherlands.
- [19] Steinberg B.D. and Subbaram H. 1991, *Microwave Imaging Techniques*, John Wiley and Sons.
- [20] Manson G, Worden K and Allman D.J. 2003, "Experimental Validation of a Structural Health Monitoring Methodology. Part II: Novelty Detection on a Gnat Aircraft. Part II: Damage Location on an Aircraft Wing", *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 259(2), pp. 345-385.



Wiesław J. STASZEWSKI is a Reader in Mechanical Engineering. He received B.Sc. and M.Sc. degrees from the Technical University of Poznań, Poland, in 1985 and 1986, respectively, a Ph.D from the University of Manchester, UK in 1994 and a DSc in from the Polish

Academy of Sciences (IMP-PAN) in 2001. He worked for three years in the Technical University of Poznań, doing research in condition monitoring. He then spent six years, doing research work on time-frequency and time-scale

methods in gearbox fault detection at the University of Manchester. He joined the Department of Mechanical Engineering at the University of Sheffield, UK in 1995. Dr Staszewski has Experience of research collaborative projects both in the UK and Europe, working with industrial partners and the EU. He is the author of over 150 technical publications and patents, predominantly in the damage detection and advanced signal processing areas. Dr Staszewski is the Associate Editor of three international journals: *Smart Materials and Structures*, *Structural Health Monitoring* and *International Journal of COMADEM*. He has been involved in organisation of many international conferences and invited to present seminars, lectures, conference keynote addresses in the UK, Europe, USA and Asia. Dr Staszewski is a member of *ISO/BSI* committees. He is also a Chartered Engineer, a Fellow of the Institute of Physics, and a Member of: the Institution of Mechanical Engineers, the Institution of Diagnostics Engineers in the UK and the Indian Institute of Smart Structures and Systems.

METODYKA DIAGNOSTYKI ŁOŻYSK SILNIKA INDUKCYJNEGO POPRZEZ POMIAR I ANALIZĘ WIDMOWĄ PRĄDU ZASILAJĄCEGO

Leon SWĘDROWSKI

Politechnika Gdańska, Wydział Elektrotechniki i Automatyki
ul. Narutowicza 11/12, 80-952, Gdańsk, e-mail:lswe@ely.pg.gda.pl

Streszczenie

Uszkodzenia łożysk są najczęstszą przyczyną awarii silników indukcyjnych klatkowych. Pojawienie się takich uszkodzeń w silniku jest źródłem odkształcenia prądu zasilającego. Celem pracy było podniesienie dokładności i wiarygodności diagnostyki łożysk w silnikach za pomocą pomiaru i analizy prądu zasilającego. Uzyskano to opracowując nową metodę badawczą, w której obliczenie zarówno prędkości kątovej silnika jak i częstotliwości sieci zasilającej jest wykonywane na podstawie tej samej próbki czasowej prądu, która dalej jest wykorzystane do analizy widmowej składowych harmonicznych charakterystycznych dla uszkodzeń łożysk. Przedstawione wyniki badań potwierdzają zalety nowej metody diagnostycznej.

Słowa kluczowe: Diagnostyka łożysk, silnik indukcyjny, analiza prądu

THE METHOD OF ROLL BEARINGS DIAGNOSTICS IN THE INDUCTION MOTOR BY CURRENT MEASUREMENTS AND ANALYSIS

Summary

Damage of bearings is the most common cause of failures of squirrel-cage induction motors. Faulty bearing results in the harmonic content of stator currents. The aim of this work was increasing the reliability of bearing diagnostics of induction motors by measurements and analysis of supply current. It was reached by new created diagnostic method. In this method the measurement of the angular velocity and of the supply network frequency are carried out and averaged over the same time interval in which the current signal sample has been taken for spectrum analysis of diagnostic components. The presented results confirms the advantages of the new diagnostic method.

Keywords: Bearings diagnostics, induction motor, current analysis

1. WSTĘP

Istnieje szereg metod diagnostycznych, które umożliwiają oszacowanie stanu technicznego silnika indukcyjnego. Dziedziną zainteresowań autora referatu jest diagnostyka silników indukcyjnych przy wykorzystaniu analizy widmowej pomiarów prądu zasilającego silnik. Tą drogą możliwe jest wykrycie uszkodzeń uzwojeń, łożysk oraz innych elementów mechanicznych.

Pojawienie się określonych typów uszkodzeń w silniku jest źródłem odkształcenia prądu zasilającego. Zagadnienie określenia zależności teoretycznych wiążących zmiany w prądzie z uszkodzeniami łożysk rozwiązano budując model matematyczny silnika indukcyjnego wrażliwy na wprowadzanie zakłóceń symulujących założone rodzaje uszkodzeń [3].

Opracowany model umożliwił ujawnienie takich zależności prądu silnika od wprowadzanych uszkodzeń, które dotychczas nie były opisywane w literaturze.

Fizyczna realizacja diagnostyki prądowej łożysk napotyka na problemy pomiarowe wynikające z tego, że amplitudy składowych niosących informacje diagnostyczne są małe w porównaniu z dominującą składową sieciową. Dotyczy to uszkodzeń mechanicznych, na przykład uszkodzeń łożysk, gdzie stosunek amplitud składowej o częstotliwości sieciowej do składowych niosących informacje diagnostyczne jest rzędu 60 dB. Diagnostyka łożysk jest jednakże bardzo istotna, gdyż jak wskazuje statystyka [5] w przeważającej części awariom ulegają łożyska.

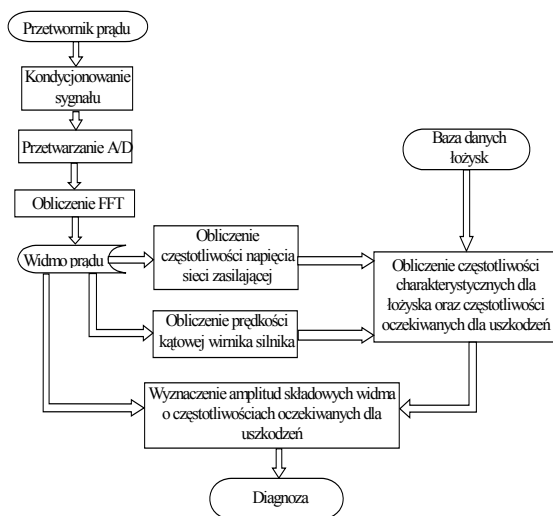
Znane sposoby diagnostyki łożysk silnika indukcyjnego poprzez pomiar i analizę widmową prądu zasilającego polegają na pomiarze prędkości kątovej silnika i częstotliwości napięcia sieci zasilającej za pomocą dodatkowych urządzeń pomiarowych a następnie obliczenie na tej podstawie częstotliwości charakterystycznych dla określonych uszkodzeń łożyska. W drugim etapie pobierana jest próbka czasowa krzywej prądu, którą następnie poddaje się analizie widmowej. Przy

takim podejściu brak synchronizacji pomiarów prędkości kątowej, częstotliwości i widma. W efekcie częstotliwości obliczone na podstawie wzorów teoretycznych nie pokrywają się z uzyskanymi z eksperymentu. Powoduje to komplikację stosowanych metod analizy sygnału, a uzyskiwane wyniki są mało wiarygodne [1, 2, 4, 9].

2. NOWA METODA POMIARU I ANALIZY

Zaproponowano nowy sposób i układ do pomiaru składowych harmonicznym w widmie prądu silnika, charakterystycznych dla uszkodzeń łożyska [6]. Charakteryzuje się on tym, że obliczenie zarówno prędkości kątowej silnika jak i częstotliwości sieci zasilającej jest wykonywane na podstawie tego samego widma, które dalej jest wykorzystane do pomiaru składowych harmonicznym charakterystycznych dla uszkodzeń łożysk. W ten sposób uzyskuje się zgodność częstotliwości składowych obliczonych teoretycznie ze zlokalizowanymi w widmie. Dodatkowo urządzenia do pomiaru prędkości kątowej silnika jak i częstotliwości sieci zasilającej są tu zbędne.

Schemat blokowy zaproponowanej metody przedstawiono na rysunku 1.



Rys. 1. Zaproponowana metoda analizy prądu silnika dla celów diagnostycznych

Dla podniesienia dynamiki pomiarów zaproponowano stłumienie podstawowej składowej harmonicznym jeszcze w części analogowej systemu a następnie wzmocnienie pozostałego sygnału i dalej poddania go analizie widmowej.

3. SYMULACJA FIZYCZNA

Widmo prądu silnika, w którym są uszkodzone łożyska jest złożone i przez to trudne do analizy. W pierwszym etapie badań eksperymentalnych, dla łatwiejszego określenia występujących zależności,

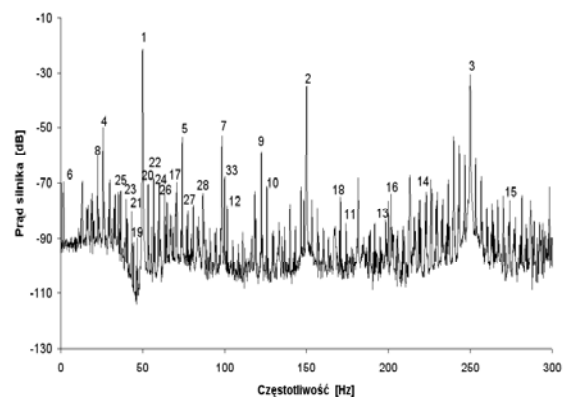
zdecydowano wymusić w silniku oscylację szczeliny powietrznej o jednej, regulowanej częstotliwości. Aby to uzyskać do korpusu badanego, elastycznie posadowionego silnika indukcyjnego przymocowano silnik prądu stałego o zmiennej prędkości obrotowej. Wirnik tego ostatniego silnika posiadał specjalnie dodaną masę mimośrodową wprawiającą w trakcie pracy korpusy obydwu silników w drgania o nastawianej częstotliwości. Drgania korpusu silnika indukcyjnego powodują oscylacje szczeliny powietrznej, co symuluje oscylacje wirnika od uszkodzenia łożyska.

Taki sposób przeprowadzania badań symulacyjnych na silniku indukcyjnym jest oryginalną metodą, opracowaną przez autora referatu [7].

Wcześniejsze badania na modelu matematycznym silnika pozwoliły autorowi postawić hipotezę, iż w przypadku wibracji wirnika (wywołanej bądź wibratorem, bądź spowodowanej przez uszkodzone łożysko) każda składowa, istniejąca w silniku bez wibracji zostanie zmodulowana częstotliwością wibracji i jej harmonicznymi. W przypadku rzeczywistych uszkodzeń łożysk częstotliwości wibracji szczeliny powietrznej będą określone zależnościami, znanymi z mechaniki [5]. Zależności te podają jakich częstotliwości można się spodziewać przy określonych typach uszkodzenia łożyska.

Obiektem badanym był silnik o mocy 1,1 kW i dwóch parach biegunów.

Rysunek 2 podaje spektrum prądu silnika indukcyjnego (badanego) pracującego na biegu jałowym bez wibracji (wirnik wibratora pozostaje nieruchomy).



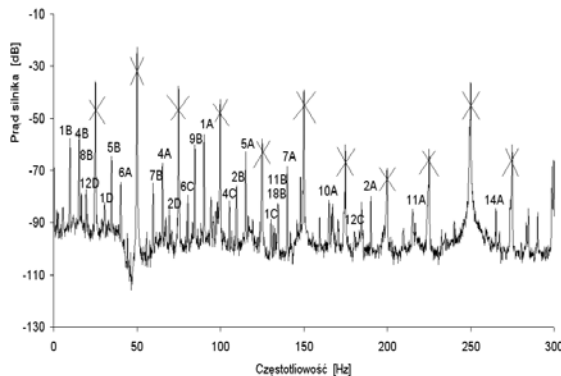
Rys. 2. Widmo prądu silnika indukcyjnego bez wibracji zewnętrznych (obciążenie 70% In)

Na podstawie badań na silniku bez wibracji określono częstotliwości składowych, które powinny się pojawić przy włączonym wibratorem zgodnie z podaną hipotezą.

Rysunek 3 podaje spektrum prądu zasilania silnika dla przypadku aktywnego wibratora generującego drgania o częstotliwości $f_w = 40$ Hz.

Krzyżkami zaznaczono linie spektralne obecne także w przypadku braku wibracji. Pozostałe, nowe

składowe są efektami modulacji składowych istniejących na rysunku 2 częstotliwościami wibracyjnymi $\pm f_w$ oraz $\pm 2f_w$.



Rys. 3. Widmo prądu biegu jałowego silnika indukcyjnego przy aktywnym wibratorze generującym drgania korpusu silnika badanego o częstotliwości 40 Hz

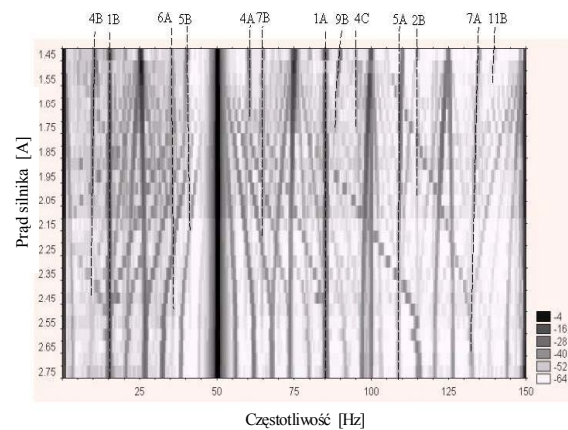
Przykład sposobu oznaczania: symbol 6A na rysunku 4 oznacza modulację składowej o numerze 6 z rysunku 3 częstotliwością $+f_w$ (litera B oznacza odpowiednio częstotliwość modulującą $-f_w$, litera C częstotliwość $+2f_w$ i litera D częstotliwość $-2f_w$).

Na podstawie wyników badań symulacyjnych na obiekcie sformułowano model matematyczny przebiegu prądu silnika indukcyjnego w przypadku łożysk bez uszkodzeń i z uszkodzeniami. Model sprowadza się do tablicy zależności określających fizyczne źródło składowych harmonicznych w silniku bez uszkodzeń (35 zależności według rysunku 2 dla pasma 0-200 Hz) oraz zdefiniowania 140 zależności określających pochodzenie nowych harmonicznych, pojawiających się w widmie prądu silnika z uszkodzonym łożyskiem.

Te 140 nowych składowych wynika z przyjętej hipotezy, iż wszystkie składowe częstotliwości obecne w widmie silnika z centrycznym wirnikiem mogą zostać zmodulowane częstotliwością $\pm f_w$ oraz $\pm 2f_w$ gdzie f_w są częstotliwościami wibracji wirnika wynikającymi z uszkodzenia łożyska.

Przejrzystość rezultatów badań symulacyjnych, w porównaniu z pomiarami na rzeczywiście uszkodzonych łożyskach, pozwoliła na eksperymentalne potwierdzenie przewidywanych zależności wiążących wibracje szczeliny powietrznej ze składowymi widma prądu stojana.

Stwierdzono również fakt tłumienia składowych diagnostycznych w funkcji obciążenia silnika. Ilustruje to rys. 4., na którym poziome linie szarych prostokątów reprezentują widma prądu, otrzymane dla określonych obciążeń silnika. Ciemniejszy kolor oznacza większą amplitudę. Linie przerywane, dodane do rysunku, ukazują zmiany częstotliwości i amplitud składowych w funkcji obciążenia.



Rys. 4. Zależność amplitud i częstotliwości składowych diagnostycznych w widmie prądu silnika indukcyjnego od obciążenia tego silnika

4. BADANIA NA ŁOŻYSKACH

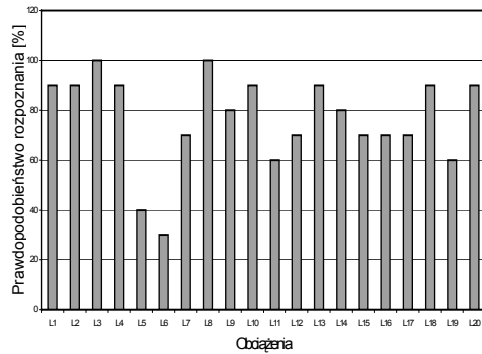
Badania eksperymentalne przeprowadzono na 9 egzemplarzach łożysk, reprezentujących trzy rodzaje uszkodzeń, każde z nich na trzech poziomach: uszkodzenie silne, średnie i słabe oraz na łożyskach bez uszkodzeń.

Ocenę przydatności opracowanej metody diagnostycznej i wzorcowanie systemu diagnostycznego przeprowadzono wykorzystując system diagnostyki wibracyjnej DREAM [8].

Właściwy dobór składowych harmonicznych prądu zasilania silnika jest decydujący dla trafnej diagnozy. Przeprowadzono badania równolegle nad pięcioma zestawami składowych proponowanych jako symptomy uszkodzeń (wybranych spośród 140 teoretycznie możliwych). Najwyższe prawdopodobieństwa trafnych diagnoz uzyskano stosując zestaw składający się z 64 składowych.

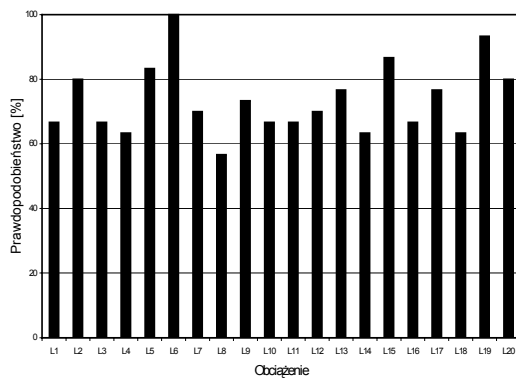
Na rysunku 5 podano uzyskane prawdopodobieństwa rozróżnienia łożyska uszkodzonego od nieuszkodzonego w zależności od obciążenia.

Zaproponowana metoda pomiaru i analizy prądu zasilającego silnik indukcyjny pozwala także na rozpoznanie jednego z trzech rodzajów uszkodzeń łożysk: uszkodzenie elementu tocznego, pierścienia zewnętrznego lub pierścienia wewnętrznego. Rodzaj uszkodzenia jest istotny dla prognozowania szybkości jego dalszego rozwoju.



Rys. 5. Prawdopodobieństwo poprawnego rozpoznania ogólnego stanu łożyska w zależności od obciążenia

Uzyskane w badaniach prawdopodobieństwa trafnego rozpoznania rodzaju uszkodzenia podano na rysunku 6.



Rys. 6. Prawdopodobieństwo trafnego rozpoznania rodzaju uszkodzenia w zależności od obciążenia

5. WNIOSKI

1. Diagnostyka łożysk w oparciu o analizę widma prądu staje się łatwiejsza w przypadku, gdy silnik nie jest obciążony – w widmie jest wtedy więcej składowych diagnostycznych o większych amplitudach.
2. Prawdopodobieństwo poprawnej klasyfikacji łożysk silnika do kategorii uszkodzonych bądź nieuszkodzonych na biegu jałowym i małych obciążeniach jest powyżej 90%, przy większych obciążeniach spada do 80%.
3. Osiągnięty poziom trafności takich diagnoz pozwala na budowę systemów stałego monitoringu stanu łożysk poprzez pomiar i analizę prądu stojana, opartych na opracowanej metodyce.
4. Średnie prawdopodobieństwo rozpoznania rodzaju uszkodzenia dla różnych obciążeń wynosi 70%, czyli tyle ile uzyskuje się w diagnostyce wibracyjnej przy jednokrotnym pomiarze, bez znajomości historii urządzenia.

LITERATURA

- [1] H. Calis, P.J. Unsworth: Fault diagnosis in induction motors by motor current signal analysis. *Proc. SDEMPED '99*, 1999, str.237-241.
- [2] G.B. Kliman, J.Stein: Methods of motor current signature analysis. *Electric machines and power systems*. 1992, vol. 20, No.5, str.463-474.
- [3] J. Rusek, L. Swędrowski: Wykorzystanie modelu silnika indukcyjnego klatkowego do prądowej diagnostyki jego łożysk. *Materiały XIII Sympozjum Modelowanie i Symulacja Systemów Pomiarowych*, 2003, 8-11 września Kraków, str.237-244.
- [4] R.R. Schoen, T.G. Habetler, F. Karman, R.G. Bartheld: Motor bearing damage detection using stator current monitoring. *IEEE Transactions on Industry Applications*. Nov/Dec 1995, vol.31, No. 6, str.1274-1279.
- [5] J.R. Stack, T.G. Habetler, R.G. Harley: Effects of machine speed on the development and detection of rolling element bearing faults. *IEEE Power Electronics Letters*. March 2003, vol.1, no. 1, str.19-21.
- [6] L. Swędrowski: Sposób i układ do przeprowadzania badań diagnostycznych silnika indukcyjnego, zwłaszcza jego łożysk tocznych". *Zgłoszenie patentowe nr P-364252*, 2003.
- [7] L. Swędrowski: Diagnostic measurement of current supplying an electric motor. *Proc. XVII IMEKO World Congress -Metrology in the 3rd Millennium*. 2003, Dubrovnik, Croatia, str.1426-1429.
- [8] VAST, Inc. VibroAcoustical Systems and Technologies. DREAM for Windows - Specification. 2002.
- [9] B. Yazici, G.B. Kliman: An adaptive statistical time-frequency method for detection of broken bars and bearing faults in motors using stator current. *IEEE Transactions on Industry Applications*. March/April 1999, Vol.35, No. 2, str.442-452.



Leon SWĘDROWSKI ukończył studia na Wydziale Elektrycznym Politechniki Gdańskiej w 1972 roku. Pracę doktorską obronił na tym samym Wydziale w roku 1980. Od ukończenia studiów pracuje w Katedrze Miernictwa Elektrycznego Wydziału Elektrycznego

(obecna nazwa - Wydział Elektrotechniki i Automatyki) Politechniki Gdańskiej Dziedziny jego zainteresowań to pomiary wielkości nieelektrycznych metodami elektrycznymi, diagnostyka techniczna, pomiary o wysokiej dokładności

NIE DZIELMY DIAGNOZOWANIA NA ROZPOZNIANIE I LOKALIZOWANIE NIEZDATNOŚCI

Paweł SZCZEPAŃSKI

Instytut Systemów Uzbrojenia Wojskowej Akademii Technicznej,
00-908 Warszawa, ul. S. Kaliskiego 2, e-mail: paszczep@wul.wat.edu.pl lub paszczep@bemo.waw.pl

Streszczenie

Praca stanowi szczególny rodzaj protestu przeciwko normatywnemu (PN-93/N-50191) podziałowi badań diagnostycznych na dwa etapy: rozpoznanie i lokalizowanie niezdatności – etapy występujące w literaturze przedmiotu przede wszystkim pod nazwami: kontrola zdatości i lokalizacja uszkodzeń. Wyraża się poglądem, że podstawowy (pozbawiony fałszywych i niepełnych diagnoz) sposób badania obiektu powinien uwzględnić pełny zbiór jego rozróżnialnych stanów niezawodnościowych – zbiór wynikający ze struktury połączeń elementów i dwóch niekwestionowanych pryncypiów diagnostyki technicznej, zgodnie z którymi: - element uważa się za niezdatny jeśli wszystkie jego sygnały wejściowe są dopuszczalne natomiast sygnał wyjściowy – niedopuszczalny i, że – sygnał wyjściowy elementu jest niedopuszczalny jeśli co najmniej jeden z jego sygnałów wejściowych jest niedopuszczalny.

Słowa kluczowe: prawdopodobieństwo, niezawodność, program diagnozowania

LET US NOT DIVIDE DIAGNOSIS INTO RECOGNITION AND FAULT FINDING

Summary

This study expresses peculiar kind of protest against standard (PN-93/N-50191) diagnostic tests division into two stages: recognition and fault finding. Literature names them checking up-state and fault detection. There is an opinion, that basic (free from wrong and incomplete diagnosis) way of object testing should take into consideration complete collection its different reliability states, i.e. collection as a result of both components combination structure and two unquestionable rules of diagnostics, according to whom – the component is being considered faulted if all its input signals are admissible however output signal – inadmissible, and – component's output signal is inadmissible if at least one of its input signal is inadmissible too.

Keywords: probability, reliability, diagnostics test

Ponieważ podstawowym zadaniem diagnostyki technicznej jest określenie jednego ze stanów niezawodnościowych obiektu: $m_x \in M^m(O)$, można powiedzieć, że o skali stojących przed nią problemów decyduje przede wszystkim liczebność tych stanów:

$$Card M^m(O) = \prod_{i=1}^{Card E(O)} Card M^m(e_i), \quad (1)$$

gdzie:

$E(O)$ - zbiór elementów obiektu, a

$M^m(e_i)$ - zbiór stanów niezawodnościowych elementu $e_i \in E(O)$,

Wartości poszczególnych prawdopodobieństw wystąpienia każdego z nich wyznaczają wyrazy wielomianu powstałego z iloczynu sum wartości prawdopodobieństw wystąpienia stanów niezawodnościowych poszczególnych elementów:

$$\prod_{i=1}^{Card E} \left(\sum_{j=1}^{Card M^m(e_i)} r(m_j(e_i)) \right). \quad (2)$$

Przyporządkowanie konkretnego jednomianu konkretnemu stanowi jest jednoznaczne z określeniem występujących w nim czynników - liczba tych czynników w każdym jednomianie jest równa liczbie elementów obiektu. Każdorazowo

$$\sum_{j=1}^{Card M^m(e_i)} r(m_j(e_i)) = 1, \quad (3)$$

więc zgodnie z zasadą neutralności „jedyński” w mnożeniu

$$\prod_{i=1}^{Card E} \left(\sum_{j=1}^{Card M^m(e_i)} r(m_j(e_i)) \right) = 1. \quad (4)$$

Jeśli np. obiekt O stanowi zbiór elementów:

$$E(O) = \{e_1, e_2, e_3\}, \quad (5)$$

z których każdy może być w jednym z dwóch stanów niezawodnościowych:

$$\forall_i M^m(e_i) = \{m_z(e_i), m_{nz}(e_i)\}, \quad (6)$$

o wartościach prawdopodobieństw wystąpienia oznaczonych:

$$r(m_z(e_i))=p_i, \quad (7)$$

$$r(m_{nz}(e_i))=q_i, \quad (8)$$

i odnoszących się odpowiednio do stanu zdatności i stanu niezdatności elementu e_i , wtedy:

$$\text{Card } M^m(O) = 2 \cdot 2 \cdot 2 = 2^3 = 8, \quad (9)$$

gdyż

$$\text{Card } M^m(e_i) = 2 \quad (10)$$

a

$$\text{Card } E(O) = 3. \quad (11)$$

Iloczyn sumy wartości prawdopodobieństw (zgodnie z zależnością (2)) wraz z numerami uzyskanych jednomianów przedstawia równanie (12):

$$\begin{aligned} & p_1 p_2 p_3 + 1 \\ & + p_1 p_2 q_3 + 2 \\ & + p_1 q_2 p_3 + 3 \\ & + p_1 q_2 q_3 + 4 \\ (p_1 + q_1)(p_2 + q_2)(p_3 + q_3) = & + q_1 p_2 p_3 + 5 \\ & + q_1 p_2 q_3 + 6 \\ & + q_1 q_2 p_3 + 7 \\ & + q_1 q_2 q_3. \quad 8 \end{aligned} \quad (12)$$

Dwuwartościowa ocena stanów elementów jest przyjmowana dość powszechnie, tym niemniej coraz częściej zdarza się stosowanie ocen wielowartościowych, zwłaszcza trójwartościowych – gdzie obok zdatności i niezdatności wymienia się stan niepełnej zdatności.

Pozostając przy dwuwartościowej ocenie stanów elementów, warto zauważyć, że liczba możliwych stanów obiektu trójelementowego wynosi 8, dla obiektu dziesięcioelementowego już - 1024, natomiast dla obiektu tysięcelementowego - wielokrotnie przekracza liczbę atomów występujących we wszechświecie [1]. Ta szczególna magia liczb stała się jednym z powodów, dla którego postanowiono diagnozowanie złożonych obiektów technicznych podzielić na dwa etapy. Zgodnie z polską normą (PN-93/N-50191) nazywane są one: rozpoznaniem niezdatności i lokalizowaniem niezdatności, lecz poprzez szeroko dostępną literaturę przedmiotu znane głównie pod nazwami: kontrola zdatności i lokalizacja uszkodzeń. Przeprowadzenie pierwszego etapu pozwala odpowiedzieć na pytanie, czy obiekt jest zdolny do wykonania swoich funkcji, natomiast drugiego – który z elementów obiektu powoduje jego obecny stan niezdatności. Jest przy tym oczywiste, że drugi etap rozpoczyna się po uzyskaniu negatywnego wyniku pierwszego etapu.

Dokonany podział jest implikacją powszechnie

przyjmowanego założenia, że obiekt diagnozowania ma szeregową strukturę niezawodnościową. Zgodnie z tą strukturą uszkodzenie jednego dowolnego elementu uszkadza cały obiekt – bez możliwości powstania w nim dalszych uszkodzeń. To najczęściej oznacza także, że w obiekcie niezdatnym istnieje jeden i tylko jeden niezdatny element. Aby suma wartości prawdopodobieństw wystąpienia jego poszczególnych stanów niezdatności była równa jedności, wyraża się je wartościami względnymi tych spośród wyrażeń wielomianu (2), które zawierają pojedyncze wartości prawdopodobieństw q_i . Odnosząc niniejsze do trójelementowego obiektu (5÷12), te względne wartości prawdopodobieństw wyrażają następujące równania:

$$q_1' = \frac{q_1 p_2 p_3}{q_1 p_2 p_3 + p_1 q_2 p_3 + p_1 p_2 q_3}, \quad (13)$$

$$q_2' = \frac{p_1 q_2 p_3}{q_1 p_2 p_3 + p_1 q_2 p_3 + p_1 p_2 q_3}, \quad (14)$$

$$q_3' = \frac{p_1 p_2 q_3}{q_1 p_2 p_3 + p_1 q_2 p_3 + p_1 p_2 q_3}. \quad (15)$$

Wyselekcjonowanymi wyrażeniami wielomianu (12) we wzorach (13÷15) są wyrażenia: 2, 3 i 5. Dzieliąc liczniki i mianowniki przez iloczyn: $p_1 p_2 p_3$, wartości prawdopodobieństw q_i można przedstawić także w postaci:

$$q_1' = \frac{\frac{q_1}{p_1}}{\frac{q_1}{p_1} + \frac{q_2}{p_2} + \frac{q_3}{p_3}}, \quad (16)$$

$$q_2' = \frac{\frac{q_2}{p_2}}{\frac{q_1}{p_1} + \frac{q_2}{p_2} + \frac{q_3}{p_3}}, \quad (17)$$

$$q_3' = \frac{\frac{q_3}{p_3}}{\frac{q_1}{p_1} + \frac{q_2}{p_2} + \frac{q_3}{p_3}}. \quad (18)$$

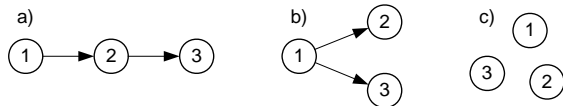
Uogólnieniem zależności (13÷15) oraz zależności (16÷18), odnoszącym się do obiektu o dowolnej liczbie elementów, jest zależność:

$$q_i' = \frac{q_i \prod_{\substack{k=1 \\ k \neq i}}^n p_k}{\sum_{j=1}^n q_j \prod_{\substack{k=1 \\ k \neq j}}^n p_k} = \frac{\frac{q_i}{p_i}}{\sum_{j=1}^n \frac{q_j}{p_j}}. \quad (19)$$

Jest ona słynnym wzorem Bayesa wyrażającym w tej postaci wartość prawdopodobieństwa warunkowego wystąpienia niezdatności elementu e_i . Wzór ten bywa również nazywany wzorem na prawdopodobieństwo a posteriori.

Najwymowniejszym i najbardziej przekonującym przykładem, potwierdzającym „zasadność” wprowadzenia szeregowej struktury niezawodnościowej, była i zwykle jest analiza diagnostyczna obiektu, który podobnie jak ta

struktura jest łańcuchem szeregowo połączonych elementów. (Dla obiektu trójelementowego może być nią struktura przedstawiona na rys. 1.a). Rozpoznanie niezdatności polega wtedy na sprawdzeniu sygnału wyjściowego ostatniego elementu tego łańcucha (elementu e_3 z rys. 1.a), natomiast lokalizowanie niezdatności – na analizie wyników sprawdzeń sygnałów na wyjściach pozostałych elementów (elementów e_1 i e_2 z rys. 1.a). Warty uwagi jest fakt, że pierwsza z czynności pozwala jedynie stwierdzić niezdatność bądź zdatność całego obiektu, natomiast druga – na wskazanie tylko jednego niezdatnego elementu.



Rys. 1. Przykładowe struktury funkcjonalne obiektu trójelementowego: a) łańcuch szeregowo połączonych elementów, b) struktura rozgałęziona, c) brak jakichkolwiek połączeń

Niestety, takiej samej jednoznaczności wyników badań nie można już odnieść do każdego innego obiektu. Dotyczy to zwłaszcza obiektu o rozgałęzionej strukturze połączeń elementów (np. takiego jak na rys. 1.b), czy obiektu, w którym występuje brak jakichkolwiek połączeń między elementami (np. takiego jak na rys. 1.c). Należy przy tym wyraźnie zaznaczyć, że takie obiekty też przecież mogą mieć szeregową strukturę niezawodnościową!

W świetle powyższego pojawia się także wiele wątpliwości co do zasadności użycia zależności (19). Z jej analizy wynika bowiem:

- obojętność położenia elementów w szeregowej strukturze niezawodnościowej;
- nieistotność wartości prawdopodobieństwa występowania stanu zdatności obiektu;
- brak związku struktury funkcjonalnej z szeregową strukturą niezawodnościową;
- nieistotność ukierunkowanego wzajemnego oddziaływania elementów, oraz
- w przypadku jednakowych wartości prawdopodobieństw q_i (lub p_i) – możliwość wyrażenia prawdopodobieństw warunkowych q_i odwrotnością liczebności elementów obiektu: $1/n$.

W wielu publikacjach (np. [1, 4]) proponuje się zamiast zależności (19) stosować jej uproszczoną postać:

$$q'_i \cong \frac{q_i}{\sum_{j=1}^n q_j}; n = \text{Card}E. \quad (20)$$

Oprócz minimalizacji ilości obliczeń, „zasadniczą korzyścią” jej wykorzystania staje się możliwość wyrażenia wartości prawdopodobieństw q_k ; $k \in \{1, 2, 3, \dots, \text{Card}E\}$ dowolnymi dodatnimi liczbami rzeczywistymi. Wtedy przecież także

$$0 \leq q'_k \leq 1. \quad (21)$$

Nieprawdą?

Naturalną likwidację piętrzących się nieścisłości i trudności wynikających z dwuetapowego badania obiektu można uzyskać poprzez „wkomponowanie” charakterystyk probabilistycznych elementów w strukturę ich wzajemnych połączeń. Ważnym przyczynkiem do tego „wkomponowania” może stać się odpowiedź na pytanie:

Jaka jest wartość prawdopodobieństwa wskazania niezdatności elementów obiektu z rys.1.a, jeśli wartość prawdopodobieństwa „q” wystąpienia stanu niezdatności każdego z nich jest jednakowa i bliska jedności?

Kierując się pragmatyką dwuetapowych badań diagnostycznych należałoby powiedzieć, że wartość tego prawdopodobieństwa w odniesieniu do każdego elementu wynosi $1/3$, natomiast zdając się na intuicję – w odniesieniu do elementów e_2 i e_3 , – że jest bliska zeru, a elementu e_1 , – że bliska jedności.

Aby teoretycznie potwierdzić intuicyjne przypuszczenia wystarczy przyjąć, iż

po pierwsze: - element uznaje się za niezdatny jeśli wszystkie jego sygnały wejściowe są dopuszczalne natomiast sygnał wyjściowy – niedopuszczalny, i

po drugie: - sygnał wyjściowy elementu jest niedopuszczalny jeśli co najmniej jeden z jego sygnałów wejściowych jest niedopuszczalny.

Nietrudno zatem zrozumieć, że niezdatność pierwszego elementu łańcucha z rys. 1.a przesłania wszelkie stany niezawodnościowe jego pozostałych elementów i, że wartość prawdopodobieństwa jej wystąpienia musi być w konsekwencji równa sumie jednomianów $5 \div 8$ wielomianu (12):

$$r_1 = q_1 p_2 p_3 + q_1 p_2 q_3 + q_1 q_2 p_3 + q_1 q_2 q_3 = q_1 (p_2 p_3 + p_2 q_3 + q_2 p_3 + q_2 q_3) = q_1 (p_2 (p_3 + q_3) + q_2 (p_3 + q_3)) = q_1 (p_2 + q_2) = q_1. \quad (22)$$

Warunkiem wykrycia niezdatności elementu e_2 , przesłaniającej stany niezawodnościowe elementu e_3 , jest zdatność elementu e_1 , więc wartość prawdopodobieństwa wystąpienia tej niezdatności jest równa sumie jednomianów 3 i 4 wielomianu (12):

$$r_2 = p_1 q_2 p_3 + p_1 q_2 q_3 = p_1 q_2 (p_3 + q_3) = p_1 q_2. \quad (23)$$

Wykrycie niezdatności elementu e_3 wymaga zdatności elementów e_1 i e_2 , zatem prawdopodobieństwo jej wystąpienia jest równe jednomianowi 2. wielomianu (12):

$$r_3 = p_1 p_2 q_3. \quad (24)$$

Orzeczenie stanu zdatności obiektu jest jednoznaczne ze zdatnością wszystkich jego elementów: e_1 , e_2 i e_3 , tak więc prawdopodobieństwo jego wystąpienia jest równe jednomianowi 1. wielomianu (12):

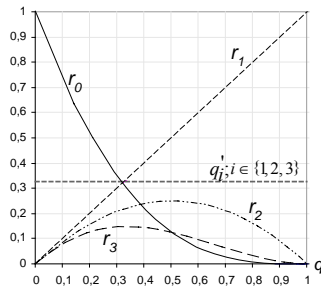
$$r_0 = p_1 p_2 p_3. \quad (25)$$

Suma wyznaczonych wartości r_i (równa jedności)

$$\sum_{i=0}^3 r_i = p_1 p_2 p_3 + q_1 + p_1 q_2 + p_1 p_2 q_3 = 1 \quad (26)$$

poddaje pod wątpliwość potrzebę wyznaczania

prawdopodobieństw względnych q_i , tym bardziej, że te ostatnie są niezmiennie przy zmianie ich wartości bezwzględnych q_i (rys. 2.). Ponadto, jak zrozumieć obligatoryjną kolejność dwuetapowych badań, jeśli r_0 może być mniejsze od r_1 ?



Rys.2. Wartości prawdopodobieństw wystąpienia rozróżnialnych stanów niezawodnościowych obiektu z rys. 1.a przy q jednakowym dla każdego elementu.

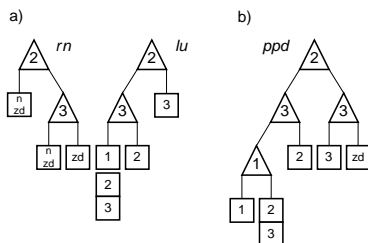
Liczebność rozróżnialnych stanów niezawodnościowych poleca się wyznaczać poprzez wykorzystanie górnotrójkątnej macierzy osiągalności $D(G)$, natomiast ich charakterystyki probabilistyczne – poprzez zastąpienie zer i iksów tablicy diagnostycznej $M(O)$ prawdopodobieństwami p_i i q_i , (tablice wyznaczonej na podstawie wspomnianej macierzy). Stosowne algorytmy przedstawiono między innymi w [2, 3]. Przykład ich zastosowania w odniesieniu do obiektu z rys. 1.b przedstawiają zależności (27).

$$M(O_b) = \begin{cases} \begin{pmatrix} m_0 \\ m_1 \\ m_2 \\ m_3 \\ m_4 \end{pmatrix} \end{cases} D(G_b) = \begin{cases} \begin{pmatrix} s_1 & s_2 & s_3 \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{x} & \mathbf{1} & \mathbf{1} \\ \mathbf{0} & \mathbf{x} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{x} \\ \mathbf{0} & \mathbf{x} & \mathbf{x} \end{pmatrix} \end{cases} \begin{cases} r_0 = p_1 p_2 p_3 \\ r_1 = q_1 \\ r_2 = p_1 q_2 p_3 \\ r_3 = p_1 p_2 q_3 \\ r_{2,3} = p_1 q_2 q_3 \end{cases} \quad (27)$$

gdzie:

$s_i \in S$; $i \in \{1, 2, 3\}$ - sprawdzenie sygnału wyjściowego i -tego elementu,
 $m_i \in M$; $i \in \{0, 1, 2, 3, 4\}$ - stan niezawodnościowy,
 $\mathbf{0}$ - pozytywny wynik sprawdzenia,
 $\mathbf{1}, \mathbf{x}$ - negatywne wyniki sprawdzeń.

Macierz $D(G)$ bezpośrednio może służyć badaniom wg programu stałego, lub pośrednio – opracowaniu badań wg któregoś z programów warunkowych [1, 2, 3] (np. takich jak na rys. 3 dla obiektu z rys. 1.b).



Rys. 3. Warunkowe programy diagnozowania obiektu z rys. 1.b, a) program dwuetapowy, gdzie: rn i lu – rozpoznanie i lokalizowanie niezdatności, b) pełny program diagnozowania (ppd). Trójkątami oznaczono sprawdzenia; kwadratami – stany; lewymi i prawymi gałęziami wychodzącymi z trójkątów – odpowiednio negatywne i pozytywne wyniki sprawdzeń

Zasadniczą wadą dwuetapowego diagnozowania może być konieczność powtórzenia sprawdzeń rozpoznania w lokalizowaniu. Ponadto lokalizowanie niezdatności w tym diagnozowaniu

może doprowadzić do niejednoznaczności diagnoz. Dla obiektu z rys. 1.b wiara w istnienie co najwyżej pojedynczych niezdatności nie wymusi przecież wykonania sprawdzenia sygnału wyjściowego elementu e_1 , aby upewnić się czy właśnie ten element jest niezdatny, czy oby nie przypadkiem elementy: e_2 i e_3 . Fałszywa diagnoza może przyczynić się do wymiany elementu zdatnego na zdatny, potem – po powtórnym diagnozowaniu i ponownej odnowie – do podejrzeń co do naruszenia zasad obsługi, niepoprawnie wykonanej odnowy lub niezdatności aparatury kontrolnej. Ostateczne stwierdzenie zdatności odnawianego elementu prowadzi zwykle do lokalizowania niezdatności opartego o tzw. „intuicję inżynierską”. Dla obiektów o bardzo złożonej strukturze zadanie to, wykonywane w taki sposób, staje się praktycznie rzecz biorąc niewykonalne.

Takich wad nie wnosi pełny program diagnozowania [3] (ppd) łączący rozpoznanie z lokalizowaniem (np. taki jak na rys. 3.b). Zatem po prostu: nie dzielmy diagnozowania na rozpoznanie i lokalizowanie!

LITERATURA

- [1] Rozwadowski T.: Diagnostyka techniczna obiektów złożonych (wydanie drugie uzupełnione i poprawione), WAT, Warszawa 1983.
- [2] Szczepański P.: Określanie i zastosowanie prawdopodobieństw występowania rozróżnialnych stanów wadliwego funkcjonowania obiektu, Biuletyn WAT, nr 8/2001, (str. 25÷40).
- [3] Szczepański P.: Funkcjonalna struktura niezawodnościowa obiektu na przykładzie diagnozowania szeregowo połączonych elementów, Diagnostyka, 28/2003, (str. 53÷62).
- [4] Żółtowski B.: Podstawy diagnostyki maszyn, Wydawnictwo Uczelniane ATR, Bydgoszcz 1996, str. 336.



Dr inż. Paweł Szczepański jest absolwentem Wydziału Elektromechanicznego WAT w Warszawie. Obecnie jest kierownikiem Zakładu Broni Raketowej Instytutu Systemów Uzbrojenia. W pracy naukowej zajmuje się diagnozowaniem złożonych obiektów technicznych.

Dorobek naukowy obejmuje ponad 40 publikacji w tym dwa skrypty. Jest sekretarzem Komisji Upowszechniania Wiedzy Eksploatacyjnej przy Polskim Naukowo – Technicznym Towarzystwie Eksploatacyjnym. Od 1990 jest członkiem Polskiego Towarzystwa Diagnostyki Technicznej.

POPRAWA SPRAWNOŚCI I NIEZAWODNOŚCI PRACY NAPĘDÓW / PRZEKŁADNI PASOWYCH

Tadeusz SZLACHETKO (PALAT Service, Polska)
ROGER PAULSSON (Gema Industri, Szwecja)

PALAT Service
ul. Waliców 20 m.1518, PL 00-851 Warszawa
Tel/fax +48 (22) 624-07-43, kom. +48 604-957-485, www.palat.z.pl, tad@palat.z.pl

Streszczenie

Idea budowy, porównanie działania z tradycyjną konfiguracją napędu i korzyści z zastosowania typoszeregu platform montażowych Gemex do mocowania silników napędowych przekładni pasowych, zwiększających sprawność i niezawodność pracy tych przekładni. Więcej informacji – www.palat.z.pl (polski, angielski) oraz www.gemex.se (szwedzki, angielski).

Słowa kluczowe: przekładnie pasowe, silniki elektryczne, sprawność, niezawodność, Gemex

INCREASING BELT DRIVES EFFICIENCY AND RELIABILITY

Summary

Design idea, operation comparison with traditional drive configuration and merits resulting from application of Gemex belt drive motor shelves; increasing belt drives efficiency and reliability. More information – www.palat.z.pl (Polish and English) and www.gemex.se (Swedish and English).

Keywords: belt drives, electric motors, efficiency, reliability, Gemex

1. WSTĘP

Silniki elektryczne, napędzające przekładnie pasowe, tradycyjnie montowane są na szynach, łapach, płozach lub płytach montażowych, zapewniających możliwość odpowiedniego przesuwania i ustalania położenia ich korpusów za pomocą śrub itp. w celu właściwego osiowania obu kół pasowych względem siebie (przy zachowaniu właściwego napięcia/naciągu pasów napędowych). Przekładnie te obsługują zazwyczaj urządzenia ruchu ciągłego i z tego względu są czułym ogniwem łańcucha produkcyjnego. Zaś ich ilość to nieraz dziesiątki napędzanych pomp, wentylatorów, mieszadeł, podajników itp. – krytycznych dla ciągłości produkcji. Efektywność produkcji i niezawodność działania linii produkcyjnych są dzisiaj zagadnieniami kluczowymi. A w każdym łańcuchu jest jakieś słabe ogniwo... Usterki przekładni pasowych zwykle powodują niespodziewane, długie i kosztowne przestoje – straty produkcyjne:

1. Sprawdzenie i korekta naciągu pasów, wymiana pasów.

Z praktyki wiadomo, że każda nie dająca się odkręcić bez pomocy palnika zardzewiała nakrętka mocująca silnik napędowy kosztuje pieniądze oraz (tak znacznie jak i niepotrzebnie) wydłuża czas (np. awaryjnej) wymiany pasów...

2. Pogorszenie osiowania wałów podczas pracy.

Występujące zjawiska ugięcia wałów podczas pracy przekładni pasowych, które są w przemyśle problemem stosunkowo mało znanym, powodują obniżenie sprawności napędu oraz nadmierne zużycie pasów, kół pasowych i łożysk. Sednem sprawy tradycyjnego sposobu postępowania jest fakt, że staranne osiowanie kół pasowych (przy odpowiednio napiętych pasach, wg zaleceń producenta pasów) powoduje statyczne ugięcie wałów zarówno silnika jak i napędzanego urządzenia - i w takim stanie (oba wały, choć niewidocznie, lecz jednak ugięte) weryfikowane jest "robocze" napięcie pasów i osiowanie. Jednak, gdy przekładnia rozpoczyna pracę i osiąga roboczą prędkość obrotową, w wyniku dynamiki układu (prędkość obrotowa masy kół pasowych) osie obrotu obu ugiętych statycznie wałów zaczynają oddalać od swojego położenia pierwotnego, co z kolei powoduje zmianę tak starannie uzyskanego osiowania w stanie bezruchu.

A więc napęd "tradycyjny" ZAWSZE pracuje w stanie „rozosiowanym”!

Problemy te (widoczne gołym okiem w kamerze termowizyjnej) eliminuje zastosowanie zmodyfikowanej konfiguracji mocowania silników napędowych – systemu Gemex.

IDEA BUDOWY GEMEX - DOŚWIADCZENIA Z EKSPLOATACJI NAPĘDÓW PASOWYCH



Pomysł systemu GEMEX powstał w Szwecji w firmie Gema Industri AB, w wyniku przemysłu dokonanych podczas wieloletniej pracy jego konstruktora przy eksploatacji i remontach przekładni pasowych, Rogera Paulssona.

Miejsce jego narodzin to górnicze miasto Gällivare, za kręgiem polarnym, w Laponii.

W bezpośrednim sąsiedztwie tego miasta znajduje się druga co do wielkości w Europie kopalnia miedzi (odkrywka, około 350 m głębokości) oraz największa w Europie kopalnia rudy żelaza (głębiniowa, około 700 m).

W obu tych kopalniach od lat występowały kłopoty z przekładniami pasowymi, one też były pierwszymi doświadczalnymi użytkownikami systemów GEMEX.

Koncepcja Gemex opiera się na zastosowaniu siłowników hydraulicznych, ręcznej pompy olejowej i blokady mechanicznej (quick lock). Jak widać na zdjęciu głównym elementem systemu jest platforma montażowa (tu pomalowana na kolor żółty) dla silników elektrycznych napędzających przekładnie pasowe. Platformę montuje się na stałe do fundamentu zespołu silnik – urządzenie napędzane. Ustawiony na tej platformie silnik jest najpierw starannie osiowany względem napędzanego urządzenia, a następnie do niej mocowany, również na stałe. Platforma oparta jest na dwóch obrotowych przegubach (tu w osi poziomej) i podparta dwoma siłownikami hydraulicznymi o wspólnym obwodzie olejowym, zasilanym pompką ręczną. Siłowniki te przeciwdziałają sile napinającej pasy napędowe przekładni. Po osiągnięciu właściwego napięcia pasów położenie siłowników blokowane jest szybką blokadą mechaniczną, a ciśnienie zredukowane do atmosferycznego.

Podczas eksploatacji system pracuje tylko i wyłącznie na blokadzie mechanicznej.

NB. Gema Industri AB ma duże doświadczenie w zakresie eksploatacji takich napędów, pracujących w najróżniejszych zastosowaniach przemysłowych; firma prowadzi również kontrolę obsługi dostarczonego klientowi sprzętu oraz szkolenia techniczne personelu obsługi. System GEMEX jest bardzo dobrze sprawdzony w różnych (w tym w trudnych) warunkach przemysłowych; stosowany jest obecnie w ponad tysiącu instalacji przemysłowych zarówno w Europie jak i w Ameryce Północnej. Gemex jest produktem opatentowanym, posiada też certyfikat TÜV.

Doświadczenie uczy, że:

- Przekładnie pasowe, jak wszystkie inne urządzenia, też wymagają kultury technicznej i fachowej obsługi; ich zły stan techniczny to straty energii, czasu, produktów ...
- Prawidłowa eksploatacja nowych pasów to sprawdzenie ich napięcia po około 15 min i 24 godz. pracy; GEMEX to tylko kilka minut na pomiar i ewentualną korektę napięcia ...
- Prawidłowo zainstalowane pasy napędowe winny mieć trwałość około 25 000 godzin pracy, zaś ich teoretyczna sprawność to około 97%.

A jak to wygląda w rzeczywistości?

- 30% pasów wytrzymałe 5 000 godzin pracy (lub nawet mniej).
- 50% pasów wytrzymałe od 5 000 do 12 500 godzin pracy.
- 20% pasów wytrzymałe 12 500 godzin pracy i więcej.

Niestety, przekładnie pasowe zwykle pracują z 70% wydajnością z powodu:

- trudności z wykonaniem korekty naciągu w czasie eksploatacji
- nieprawidłowego osiowania kół pasowych
- korozji tradycyjnych ram montażowych silników
- braku czasu brygad remontowych (chyba, że awaria)
- nieprawidłowego doboru parametrów technicznych silnika i pasów napędowych

Zaś przyczyny strat energetycznych to:

- wyginanie wałów (rozosiowanie w konfiguracji tradycyjnej)
- drgania pochodzące od pracujących pasów napędowych
- nieprawidłowo napięte pasy lub pasy o różnych długościach
- zbyt częste wymiany pasów napędowych
- uszkodzone pasy i rowki kół napędowych
- niedbałość techniczna

2. DZIAŁANIE

Porównanie systemów mocowania silnika elektrycznego przekładni pasowej, napędzającej np. pompę – procedura od etapu osiowania

(jednorazowo dla Gemex), wymiany pasów napędowych i sprawdzania ich właściwego naciągu do uruchomienia układu i pracy ciągłej.

SYSTEM GEMEX	SYSTEM TRADYCYJNY
<p>UWAGA: wały napędowe obu maszyn należy traktować jako giętkie, które, choć niewiele, ale jednak uginają się pod wpływem pożądanego, statycznego naciągu pasów!</p>	
<p>1. Silnik należy zbliżyć do pompy na odległość umożliwiającą szybkie i swobodne zdejmowanie i nakładanie pasów napędowych. Wszystkie pasy powinny być prawidłowo nałożone na oba koła pasowe, wtedy można rozpocząć ich napinanie poprzez oddalanie silnika od pompy.</p>	
<p>Po pierwszym osiowaniu silnik jest zamontowany na stałe do platformy. Z tego powodu nigdy nie ma potrzeby odkręcania jego śrub mocujących w celu wymiany pasów!</p> <p>Nigdy też w tym celu nie ma potrzeby odkręcania śrub mocujących platformę do fundamentu!</p> <p>Ciśnienie oleju w siłownikach jest zredukowane do ciśnienia atmosferycznego. Oba koła pasowe systemu GEMEX są już dokładnie wyosiowane od razu na gotowo, przy luźnych pasach: płaszczyzny obrotu obu kół pasowych leżą w jednej, wspólnej płaszczyźnie. Osiowanie w pionie - odpowiednie podkładki pod łapy silnika.</p>	<p><u>Śruby mocujące silnik MUSZA być odkręcone w celu swobodnego przesunięcia silnika w kierunku do pompy (poluzowania pasów napędowych)!</u></p> <p>Układ przygotowany do napinania pasów.</p>
<p>... pasy napędowe zwisają luźno ...</p>	
<p>2. Silnik jest odsuwany od pompy w celu napięcia pasów. Wszystkie pasy napinają się. W miarę zwiększania naciągu pasów następuje wyginanie obu wałów ku sobie.</p>	
<p>Do siłowników podawane jest teraz ciśnienie (pompką ręczną), stanowisko GEMEX wykonuje ruch obrotowy wokół swej osi obrotu, przez co odsuwa silnik od napędzanej pompy w celu napięcia pasów.</p>	<p>Silnik odsuwany ręcznie, kontrola napięcia pasów.</p>
<p>Jednocześnie, w wyniku w/w wygięcia, następuje zmiana/odchylenie płaszczyzny obrotu każdego z kół pasowych, czyli ich rozosiowanie.</p>	
<p>3. Silnik oddalony jest od pompy na odległość, przy której osiągnięto pożądaną naciąg pasów. Wszystkie pasy są odpowiednio napięte, a ich naciąg zmierzony. Nastąpiło wygięcie wałów obu kół ku sobie pod wpływem naciągu.</p>	
<p>4. Silnik jest już w położeniu roboczym. Notowane jest ciśnienie w siłownikach (do przyszłych prac). System GEMEX blokowany jest w tym położeniu blokadą mechaniczną, obwód hydrauliczny siłowników jest odcinany do ciśnienia atmosferycznego, odcinany od pompki olejowej i zaślepiany korkiem.</p> <p style="text-align: center;"><u>System Gemex pracuje tylko na blokadzie mechanicznej!</u></p>	<p>4. Teraz, zachowując pożądaną naciąg pasów, należy obrócić silnik w celu wyosiowania kół pasowych. Naciąg pasów jest cały czas kontrolowany. Nastąpiło wygięcie wałów obu kół ku sobie pod wpływem naciągu. Korekta naciągu pasów dokonywana jest poprzez zmianę położenia silnika względem pompy, zachowując osiowanie kół pasowych. W wyniku w/w ugięcia nastąpiło rozosiowanie kół pasowych. Jest ono teraz eliminowane poprzez odpowiedni obrót silnika. Po wielu próbach trud został nagrodzony. Silnik jest odpowiednio oddalony i obrócony. W wyniku obrotu silnika względem pompy wyosiowano koła pasowe, jednocześnie zachowując pożądaną naciąg pasów.</p>

5. URUCHAMIAMY SILNIK ...

Wszystkie pasy są odpowiednio napięte, a ich naciąg zmierzony.
Utrzymuje się wygięcie wałów obu kół ku sobie pod wpływem naciągu.
CO SIĘ DZIEJE Z OSIOWANIEM?!

W wyniku coraz większej prędkości obrotowej obu wałów (a więc wirujące coraz szybciej masy kół) każde z kół pasowych zaczyna oddalać się od swojej pozycji bezruchu, zaczyna się „prostować” zbliżając się do pozycji prostopadłej do swej osi obrotu. Następuje więc eliminacja statycznego wygięcia wałów obu kół ku sobie pod wpływem naciągu pasów przy statycznym osiowaniu.
(w przypadku układu tradycyjnego była to pozycja starannego wyosiowania wałów)

A co to wszystko znaczy?

Znaczy to, że taki układ **ZAWSZE pracuje przy wyosiowanych** kołach pasowych, a konsekwencje tego to m.in.:

- podniesienie sprawności napędu - oszczędność energii
- zmniejszone zużycie pasów napędowych
- mniejsza ilość przestojów (w tym nieplanowanych)
- zmniejszone zużycie rowków kół pasowych
- zmniejszone zużycie łożysk
- rzadsze remonty - zwiększenie dyspozycyjności

Znaczy to, że taki układ **ZAWSZE pracuje przy rozosiowanych** kołach pasowych, a konsekwencje tego to m.in.:

- obniżenie sprawności napędu - straty energii
- zwiększone zużycie pasów napędowych
- większa ilość przestojów (w tym nieplanowanych)
- zwiększone zużycie rowków kół pasowych
- zwiększone zużycie łożysk
- częstsze remonty - zmniejszenie dyspozycyjności

3. GEMEX – DLACZEGO STOSOWAĆ?

Zwiększa: dyspozycyjność

- Gemex oferuje wysoką dyspozycyjność przekładni pasowych oraz wydłuża okres ich eksploatacji poprzez wydłużenie żywotności zarówno pasów napędowych, jak również kół pasowych i łożysk.
- Minimalizuje czas przestojów potrzebnych na wykonanie konserwacji/obsługi napędów lub w czasie awarii - przeciętny czas wymiany pasów to około 20 minut - napięcie pasów wg zapisanego ciśnienia, osiowanie zachowane od początku.

Zmniejsza: koszty eksploatacji

- Eliminuje konieczność dodatkowego osiowania kół pasowych podczas eksploatacji przekładni i każdej zmiany pasów.

- Łatwa regulacja napięcia pasów - poprzez odpowiednią zmianę ciśnienia w cylindrach siłowników, następnie blokada mechaniczna i redukcja ciśnienia do zera.

Zwiększa: wydajność produkcji

- Zwiększa sprawność działania systemu przepływu surowców/produktów przez linie technologiczne (input/output); skraca przerwy produkcyjne.

Zmniejsza: ilość wypadków przy pracy oraz szkody powypadkowe

- Minimalizuje ryzyko powstawania wypadków przy pracy podczas obsługi sprzętu.
- Łatwa, komfortowa obsługa. Zmniejsza ryzyko uszkodzenia sprzętu.



Roger PAULSSON, Gemma Industri, Szwecja



Tadeusz SZLACHETKO, PALAT Service, Polska

METODY DOBORU MODELI PROGNOSTYCZNYCH W AUTOMATYCZNYCH SYSTEMACH DIAGNOSTYCZNYCH

Maciej TABASZEWSKI

Instytut Mechaniki Stosowanej
Ul. Piotrowo 3, 60-965 Poznań,
fax. 61 6652309, Maciej.Tabaszewski@put.poznan.pl

Streszczenie

Praca zawiera próbę rozwiązania problemu wyboru optymalnego modelu prognostycznego w automatycznych (skomputeryzowanych) systemach nadzoru diagnostycznego. Wraz z napływem nowych danych pomiarowych założony wcześniej model prognostyczny może się dezaktualizować co wymaga uruchomienia mechanizmu generacji (wyboru) nowego modelu prognostycznego bez wymaganej wiedzy eksperta w oparciu tylko o zgromadzone wcześniej dane. W pracy przedstawiono wyniki różnych proponowanych metod zastosowanych w celu przeciwdziałania dezaktualizacji modelu prognostycznego.

Słowa kluczowe: modele symptomowe, prognozowanie wartości symptomu.

METHODS OF SELECTION OF FORECASTING MODELS IN AUTOMATIC CONDITION MONITORING SYSTEMS

Abstract

The paper contains an attempt of solution of optimal choice of forecasting model in automatic condition monitoring systems. As the new measured data are gathered an assumed earlier forecasting model can become inadequate. It requires to start a mechanism of generating or choosing a new forecasting model without expert knowledge, based only on some gathered earlier data. The paper presents results of the various methods used for avoidance of loss of timelines of forecasting models.

Keywords: symptom models, symptom value forecasting

1. WPROWADZENIE

W wielu przypadkach diagnostyki eksploatacyjnej maszyn mają zastosowanie środki diagnozy o wysokim stopniu automatyzacji [1]. W rozwiązaniu takim z reguły wykorzystuje się komputer wraz z odpowiednim oprogramowaniem pozwalającym na automatyzację pomiarów, automatyzację wnioskowania diagnostycznego i identyfikacji uszkodzeń bez udziału człowieka jako eksperta. Z punktu widzenia diagnostyki eksploatacyjnej maszyn bardzo istotny jest również problem prognozy wartości symptomu i prognozy stanu. Rodzi się jednak problem jak w przypadku systemu automatycznego, który ma wypracować prognozę bez udziału eksperta dobrać odpowiedni model prognostyczny w warunkach gdy obserwowanych jest wiele miar sygnałów diagnostycznych, których dokładnego zachowania nie da się przewidzieć na samym początku uruchomienia systemu? Można oczywiście założyć określone modele jednak nigdy nie będzie pewności, że modele te sprawdzą się w przyszłości w miarę napływu nowych danych diagnostycznych.

2. SPOSOBY PRZECIWDZIAŁANIA DEZ-AKTUALIZACJI MODELU

W systemach budowanych w oparciu o techniki komputerowe, w których chodzi o maksymalne „odciążenie” obsługi można wdrożyć do celów prognozowania takie techniki jak:

- sieci neuronowe,
- modele autoregresyjne i średniej ruchomej,
- modele o zmiennych parametrach,
- modele regresyjne,
- modele oparte o krzywe sklepane,
- wyrównywanie wykładnicze itp..

Niektóre z wymienionych metod opierają się na szeregach czasowych i nie wymagają uwzględniania informacji o zmiennych niezależnych w modelach co ma duże znaczenie gdy niewiadomo jakie te zmienne przyjąć. Modele te jak i regresyjne wymagają jednak założeń co do struktury lub postaci. Przykładowo model sieci neuronowej może mieć różną ilość neuronów w warstwie ukrytej, model

autoregresyjny ARIMA różną ilość wyrazów związaną z autoregresją i średnią ruchomą itp. W przypadku systemów diagnostycznych, które rejestrują wiele symptomów okazuje się, że przynajmniej w początkowej fazie eksploatacji takiego systemu nie daje się z góry założyć sposobu zachowania się konkretnego symptomu, stąd początkowo założona struktura lub postać modelu użytego do prognozy może stać się nieadekwatna po pewnym czasie co odbija się na jakości prognozy i wymaga jego przebudowy.

Pierwszym rozwiązaniem problemu jest wybór metod czy modeli, które dzięki swojej elastyczności pozwalają na przewyciężenie ich dezaktualizacji w miarę napływu nowych danych pomiarowych.

W przypadku sieci neuronowej istnieją metody dające się zaimplementować w oprogramowaniu, pozwalające na odpowiedni dobór struktury modelu np.[2]: metody wrażliwościowe redukcji sieci, metody redukcji z zastosowaniem funkcji kary, metody rozbudowy sieci np. algorytm Fahlmana. Taką weryfikację i przebudowę modelu należałoby dokonać w przypadkach gdy stary model staje się nieadekwatny, co wiązałoby się także (choć nie zawsze) z długotrwałym ponownym uczeniem sieci. Podobnie istnieją pewne wytyczne dotyczące doboru wyrazów modeli typu ARIMA, natomiast powierzenie takiej przebudowy modelu odpowiedniemu programowi komputerowemu aby odbywała się ona gdy tylko zachodzi taka konieczność nie jest problemem łatwym. Inną możliwością jest zastosowanie modeli wyrównywania wykładniczego np. Browna, Holta. Tutaj znowu jednak jawi się problem doboru odpowiednich współczynników modeli, które jednak można aktualizować w oparciu o informacje o błędzie prognozy. Wreszcie można wybrać np. modele o zmiennych współczynnikach czy model trendu pelzającego, które z definicji „potrafią przystosować się” do nowych danych pomiarowych.

Przedstawiony problem można rozwiązać także inaczej bez ograniczania możliwości zastosowania innych metod np. nieliniowych modeli trendu. Ogólnie przeciwdziałanie dezaktualizacji modelu może odbywać się za pomocą jednej wspólnej metody dla wszystkich możliwych modeli prognozowania. Może to być przykładowo:

- wybór „najlepszego” modelu (metody) dla celów prognozy ze zbioru rozpatrywanych jako tego, który dokonywał ostatnio najlepszych prognoz,
- wybór „najlepszego” modelu (metody) dla celów prognozy ze zbioru rozpatrywanych modeli jako tego, który był ostatnio najlepiej dopasowany do danych pomiarowych,
- wybór modelu na podstawie decyzji wcześniej wyczonej sieci neuronowej, która potrafi rozpoznać rodzaj trendu.

2.1. Wybór modelu w oparciu o śledzenie błędu prognozy

Proponowane rozwiązanie wydaje się być oczywiście. Rozpatrywany jest pewien zbiór modeli i metod identyfikacji parametrów tych modeli (funkcji strat). Wraz z napływem nowych danych pomiarowych określany jest dotychczasowy średni błąd prognozy poszczególnych metod. Następnie wybierany jest model o najmniejszym średnim błędzie prognozy i za pomocą tego modelu dokonuje się prognozy (lub tylko sugeruje się prognozę jako najbardziej odpowiednią). Po uzyskaniu kolejnego pomiaru można dokonać kolejnego, aktualnego oszacowania błędu prognozy i dokonać kolejnego wyboru. W momencie kiedy na podstawie nowych danych przyjmowany do pewnej chwili model przestaje się sprawdzać, system zmienia model na inny. Taki algorytm będzie działał z pewnym niewielkim „opóźnieniem”, tym większym, im większa jest liczba uśrednień założonych przy obliczaniu średniego błędu prognozy, jednak jak zostanie to przedstawione na przykładzie w dalszej części pracy, metoda ta daje dokładniejsze prognozy niż przyjęcie na stałe któregośkolwiek z rozpatrywanych modeli.

W celu wyznaczenia jakości modeli pod względem prognozy można posłużyć się np. miarą [2 s. 117]:

- MAPE (ang. *Mean Absolute Percentage Error*) [2]:

$$MAPE = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \frac{|P_i - \hat{P}_i|}{P_i} \cdot 100\%, \quad (1)$$

gdzie:

N - ilość prognoz, P_i - rzeczywiste realizacje symptomu, \hat{P}_i - wartość prognozy dla symptomu.

2.2. Wybór modelu w oparciu o oszacowanie jakości dopasowania

Drugi z proponowanych sposobów opiera się o ocenę jakości dopasowania. Zgodnie z tym podejściem należy wybrać ten model dla wyznaczenia wartości prognozy ze zbioru rozpatrywanych, który najlepiej odzwierciedla zachowanie obserwowanego symptomu. Takie podejście wydaje się być uzasadnione przy założeniu, że w rozpatrywanym zbiorze modeli znajduje się model dobrze opisujący matematycznie zmianę symptomu. Oczywiście nie ma pewności, że w rozpatrywanym zbiorze modeli jest ten właściwy. Jeżeli jakiś model w miarę napływu nowych danych okaże się lepszy pod względem jakości dopasowania to system zmienia sposób prognozowania. W takim przypadku jednak, o tym, że dany model przestał dobrze opisywać symptom można przekonać się dopiero po uzyskaniu nowych danych, więc co najmniej jedna prognoza będzie obciążona większym błędem niż wynikałoby to z możliwości rozpatrywanych modeli. Wydaje się jednak, że jeżeli charakter zmian nie będzie zbyt

gwałtowny nie powinno się to odbić istotnie na jakości prognozy. Pozostaje jednak istotne pytanie czy wysoka jakość dopasowania trendu do danych determinuje dobrą prognozę? Wydaje się jednak, że tak może być tylko wtedy gdy dysponujemy modelem, który matematycznie jest bardzo dobrym opisem obserwowanego zjawiska. W przypadku symptomów diagnostycznych i ich różnorodności zachowań znalezienie takich modeli wydaje się bardzo trudne. Wydaje się więc, że proponowane podejście ma raczej większe uzasadnienie w przypadku identyfikacji parametrów modelowanego systemu niż prognozy zachowania symptomu.

Miarą jakości dopasowania dla dowolnych nieliniowych modeli trendu może być:

- SSE (ang. *sum of squared errors*):

$$SSE = \sum_{i=1}^N (S_i - \hat{S}_i)^2, \quad (2)$$

lub też:

- współczynnik determinacji

$$R^2 = \frac{SST - SSE}{SST}, \quad (3)$$

gdzie:

N – ilość obserwacji, S_i – obserwowana wartość symptomu, \hat{S}_i – teoretyczna (modelowa) wartość symptomu,

$SST = \sum_{i=1}^N (S_i - \bar{S})^2$, \bar{S} – wartość średnia S .

2.3. Wybór modelu w oparciu o „obraz” krzywej życia

Kolejnym proponowanym podejściem jest zastosowanie sieci neuronowych do rozpoznawania charakteru zmian symptomu (krzywej życia). Proces uczenia sieci polegałby wtedy na przedstawianiu kolejnych „obrazów” krzywych życia oraz odpowiadających im właściwych decyzji. Byłby to typowy przykład klasyfikacji podobnie jak np. w rozpoznawaniu pisma, tylko że zamiast liter przedstawia się sieci kształt zmian symptomu. Takie podejście wymaga oczywiście odpowiedniego przygotowania (unormowania) zarówno wzorców uczących jak i późniejszych, uzyskiwanych w trakcie działania systemu, krzywych życia. W proponowanej sieci wejścia stanowią cechy charakterystyczne unormowanych krzywych życia, na wyjściu natomiast otrzymujemy decyzję o tym, który model powinien stanowić podstawę do uzyskania prognozy gdyż jego cechy charakterystyczne są najbliższe aktualnie podanym na wejściu sieci. Decyzja taka jest wypracowana w oparciu o porównanie wartości wyjściowych z sieci. Każdy neuron w warstwie wyjściowej sieci określa jedną klasę cech charakterystycznych. Sieć taka może być trenowana z wykorzystaniem algorytmu wstecznej propagacji błędów z klasyczną funkcją celu. Funkcje aktywacji stanowią funkcje

sigmoidalne. Proponuje się wykorzystanie sieci dwuwarstwowej (warstwa ukryta i wyjściowa).

3. PRZYKŁADOWE PORÓWNANIE METOD

Aby sprawdzić przydatność proponowanych podejść w problemie doboru modelu trendu dla prognozy wartości symptomu zaimplementowano poszczególne metody w odpowiednich programach komputerowych pozwalając na automatyczne podejmowanie decyzji co do wyboru modelu i sposobu prognozowania. Oparto się tutaj o wyniki uzyskane z systemu nadzoru diagnostycznego zainstalowanego na młynach wentylatorowych w jednej z polskich elektrociepłowni. Wykonywane przez system pomiary obejmują wartości skuteczne prędkości drgań w paśmie od 5 – 1000Hz.

Pierwsza z proponowanych metod stosowana była dla różnej ilości uśrednień użytych do wyznaczenia średniego błędów prognozy. W przypadku metody związanej z jakością dopasowania wybór modelu był zdeterminowany jedną (ostatnią) wartością współczynnika determinacji. Zastosowano tutaj cztery modele dopasowywane metodą najmniejszych kwadratów (choć w dwu pierwszych proponowanych metodach można także rozpatrywać zbiór różnych funkcji strat):

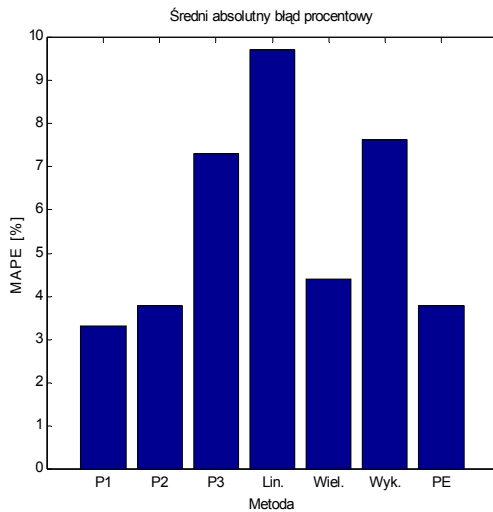
- model liniowy
- model wielomianowy
- model wykładniczy
- model nieliniowy, podstawowy *procesora energii (PE)* [3]:

$$S = a_0 \left(1 - \frac{\Theta}{a_1} \right)^{a_2},$$

gdzie: S – modelowa wartość symptomu, a_i – współczynniki modelu, Θ – miara eksploatacji.

Wykorzystano także podejście oparte o sieć neuronową. W procesie uczenia sieci rozpatrywano wspomniane cztery modele po uwzględnieniu odpowiedniej normalizacji obrazów krzywych życia. Normalizacja odbywała się w ten sposób aby wartości krzywej życia zawsze zawierały się w przedziale od $<0-1>$. Aby zwiększyć ilość wzorców uczących każdy zadawany przebieg podczas uczenia podawany był sieci dziesięciokrotnie z różnym udziałem szumu i różnymi parametrami modelu. Należy zaznaczyć także, że każdy z proponowanych trendów na etapie uczenia sieci miał tak dobrane parametry aby uwypuklić cechy zachowania tych trendów: charakter liniowy, dla wielomianu charakter parabolicznego wzrostu wartości symptomu, dla modelu wykładniczego – bardziej „stromy” wzrost wartości symptomu, oraz dla modelu *PE* asymptotyczny wzrost wartości symptomu wraz ze zbliżaniem się do czasu awarii maszyny. Proces uczenia sieci realizowano dla różnych jej struktur ostatecznie wybierając sieć o 15-stu wejściach, 5-ciu neuronach sigmoidalnych w warstwie ukrytej i czterech (cztery możliwe obszary decyzyjne) sigmoidalnych w war-

stwie wyjściowej. Uzyskany niewielki błąd pozwolił jednoznacznie klasyfikować rodzaj trendu dla zbioru testującego.



Rys.1. Błąd procentowy uzyskiwany w oparciu o różne metody (modele) prognozowania

Ostateczne porównanie uzyskanych wyników dotyczące omawianych metod przedstawiono na rysunku 1. Zilustrowano tutaj osiągnięty średni procentowy błąd prognozy w oparciu metodę o śledzenia błędu prognozy (P1), współczynnika determinacji (P2), na podstawie decyzji sieci neuronowej (P3) oraz dla poszczególnych metod przyjętych na stałe (bez zmiany modeli w trakcie pozyskiwania nowych danych). Zaproponowana metoda oparta o model typowany jako najlepszy pod względem osiągniętych do określonej chwili prognozach, pozwala na poprawienie jakości prognozy i uniknięcie poważnych błędów w przypadku błędnie założonego modelu (w tym przypadku np. wykładniczego). W rozpatrywanym przykładzie dobre rezultaty uzyskano także w oparciu o współczynnik determinacji, jednak ogólnie nie ma jednoznacznej zależności między jakością prognozy a jakością dopasowania modelu.

4. WNIOSKI

W wyniku przeprowadzonych prac nad wyborem metody automatycznego doboru modelu trendu dla celów prognozowania można sformułować następujące wnioski:

- dla rozpatrywanych danych wszystkie trzy metody wypracowują różne decyzje o wyborze modelu,
- najlepszą metodą wypracowania decyzji o doborze modelu trendu jest śledzenie średniego błędu prognozy i na jej podstawie wybór dalszych działań w zakresie obliczania wartości przyszłych,
- mimo iż zaproponowana metoda działa z pewnym opóźnieniem sugerowanie się po-

przednimi rezultatami co do prognozy i ekstrapolowanie ich na przyszłość daje istotną poprawę jakości prognozowania i pozwala uniknąć błędów ze stosowania jednego z góry ustalonego modelu,

Zaproponowana metoda śledzenia średniego błędu prognozy jest kolejną możliwością obok stosowania np. modeli o zmiennych parametrach. Jednak w przypadku gdy istnieje konieczność stosowania modeli matematycznych opartych o pewne przesłanki co do sposobu zmian cech stanu (np. oparte o model procesora energii [4][3]) takie podejście polegające na wyborze jednego modelu z pewnego „metamodelu” w oparciu o analizę błędu prognozy wydaje się jedynym rozwiązaniem do zastosowania w automatycznych systemach diagnostycznych.

LITERATURA

1. Żółtowski B., Podstawy diagnostyki maszyn, ATR Bydgoszcz 1996.
2. Osowski, S. Sieci neuronowe do przetwarzania informacji, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2000.
3. Tabaszewski, M. Diagnostyczne modele symptomowe maszyn jako systemów działaniowych, Rozprawa doktorska, Politechnika Poznańska, Wydział Budowy Maszyn, Poznań 2000.
4. Cempel C., Theory of Energy Transforming System and their Application in Diagnostics of the Operating Systems, Applied Mathematics and Computer Science, Vol. 3, No. 3, 533-548, 1993.



Dr inż. Maciej TABASZEWSKI jest adiunktem w Instytucie Mechaniki Stosowanej Politechniki Poznańskiej. Specjalność: diagnostyka drganiowa maszyn, elementy sztucznej inteligencji w diagnostyce, programowanie obiektowe, modelowanie oraz prognozowanie symptomów diagnostycznych, przetwarzanie sygnałów.

ZASTOSOWANIE PODEJŚCIA KONTEKSTOWEGO W DIAGNOSTYCE TECHNICZNEJ

Anna TIMOFIEJCZUK

Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn, Politechnika Śląska
44-100 Gliwice, ul. Konarskiego 18a, atimofiejczuk@kpk.m.polsl.pl

Streszczenie

Diagnostowanie maszyn i procesów przemysłowych polega zwykle na interpretacji dużych zbiorów cech sygnałów resztkowych rejestrowanych podczas ich obserwacji. W przypadku obiektów złożonych interpretacja ta jest często trudna. W referacie pokazano identyfikację stanu technicznego obiektu na podstawie kontekstowej analizy sceny dynamicznej, której obiektami są cechy sygnałów diagnostycznych.

Słowa kluczowe: analiza sygnałów niestacjonarnych, scena dynamiczna, kontekst

APPLICATION OF CONTEXT APPROACH TO TECHNICAL DIAGNOSTICS

Summary

Diagnosing machinery and industrial process consists in interpretation of large sets of residual signal features. Signals are recorded during observation of an object. In case of complex objects this interpretation is often difficult. The paper deals with a method of identification of technical state of an object on the basis of dynamic scene analysis with the use of contexts. Scene objects are features of diagnostic signals.

Keywords: non-stationary signal analysis, dynamic scene, context

1. WSTĘP

Procedury diagnozowania maszyn i procesów przemysłowych są najczęściej oparte na obserwacji i analizie sygnałów resztkowych. Wyniki analizy sygnałów są prezentowane w postaci dużych zbiorów cech sygnałów. Interpretacja tych zbiorów jest podstawą procesu diagnozowania. W przypadku obserwacji zmiennych warunków działania oraz obserwacji obiektów złożonych, rejestrowane sygnały są zawsze niestacjonarne, co utrudnia ich analizę i interpretację wyników ich analizy. Przykładem takich sygnałów są dane rejestrowane podczas działania maszyn wirnikowych. Ich analiza wymaga zastosowania metod, które pozwalają na ich ocenę zarówno w dziedzinie czasu, jak i na określenie zmienności tych sygnałów w dziedzinie częstotliwości. Przykładami metod dających dobre wyniki w estymacji sygnałów niestacjonarnych są analiza oparta na krótkoczasowym przekształceniu Fouriera (STFT, ang. Short Time Fourier Transform) oraz metoda oparta na przekształceniu falkowym (WT, ang. Wavelet Transform). Sygnały rejestrowane i analizowane w ramach badań opisywanych w referacie to sygnały niestacjonarne rejestrowane podczas działania maszyn wirnikowych lub sygnały wygenerowane na podstawie modeli matema-tycznych sygnałów rejestrowanych podczas działania takich maszyn.

Najważniejszym aspektem interpretacji charakterystyk czasowo-częstotliwościowych jest identyfikacja zmian składowych sygnałów. Zmiany

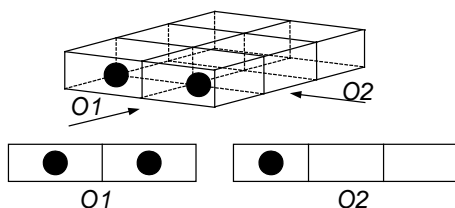
te mogą być rozpatrywane w czasie mikro i makro. Zmiany częstotliwości i amplitudy sygnałów są symptomami wystąpienia określonego zjawiska, które może być związane z wystąpieniem pewnej grupy niesprawności, a przez to zmiany stanu maszyny, stąd identyfikacja wartości zmiany jest równoznaczna z określeniem stanu technicznego, bądź niesprawności. Należy jednak podkreślić, że zbiór cech sygnałów, będący wynikiem ich analizy, jest nie tylko odzwierciedleniem zjawisk związanych z działaniem maszyny, ale również zjawisk zachodzących w otoczeniu maszyny. Z tego powodu interpretacja charakterystyk czasowo-częstotliwościowych oraz innych wyników analizy sygnałów jest często trudna. Zadanie to jest szczególnie skomplikowane, gdy obiekt jest złożony, a w sąsiedztwie działają inne objekty.

Celem opisywanych badań było opracowanie metody interpretacji wyników analizy sygnałów i formułowania diagnozy dotyczącej stanu maszyny lub procesu przemysłowego. Podczas realizacji badań opracowano metodologię oraz procedury pozwalające na: obserwację sygnałów, analizę sygnałów, interpretację wyników analizy sygnałów i wnioskowanie diagnostyczne. Opisany sposób interpretacji wyników analizy sygnałów oparto na koncepcji sceny dynamicznej, której założenia przedstawiono w kolejnym punkcie referatu. Referat opisuje etapy interpretacji wyników analizy sygnałów oraz formułowania diagnozy. W referacie pominięto opis metod analizy sygnałów. Pokazano przykładowe wyniki uzyskane z zastosowaniem opisaney metody.

2. SCENA DYNAMICZNA I KONTEKST

Przeprowadzone badania oparto na wielowymiarowej obserwacji obiektu technicznego. Obserwacja jest realizowana za pomocą zbioru sygnałów, które są analizowane przy zastosowaniu różnych metod dających w wyniku różne pod względem formatu (cechy dwu i trójwymiarowe) i dziedziny (cechy w dziedzinie czasu i częstotliwości) wyniki. Taka obserwacja i analiza sygnałów została porównana do obiektów rozpatrywanych na scenie. W przypadku opisywanych badań obiektami sceny są przebiegi cech sygnałów diagnostycznych. Cechy sygnałów niestacjonarnych zmieniają się w czasie, stąd rozpatrywana scena jest dynamiczna. Koncepcja sceny dynamicznej została opisana w [6], [7], [8]. W znaczeniu dosłownym przez scenę dynamiczną rozumie się zbiór obiektów, których cechy, takie jak: położenie, kolor i wielkość są funkcjami czasu [2]. Zgodnie z przyjętym podejściem scena dynamiczna to wynik obserwacji działania obiektu i analizy zarejestrowanych sygnałów. Przykładem sceny rozpatrywanej podczas badań jest zbiór takich obiektów jak: przebieg wartości średniej lub wartości średniokwadratowej, widma i przekroje charakterystyki czasowo-częstotliwościowej dla określonych wartości częstotliwości lub określonych chwil czasu. Jak wspomniano we wstępie, wymienione cechy mogą być nie tylko wynikiem działania badanych obiektów ale także innych zjawisk. Sposób interpretacji sceny dynamicznej został oparty na analogii do analizy sceny w znaczeniu dosłownym, gdzie obiekty sceny są rozpatrywane z uwzględnieniem różnych kryteriów. Przykładem takiej interpretacji jest wyróżnienie obiektów pierwszy i drugoplanowych. Analogicznie, można rozpatrywać obiekty z uwzględnieniem kryterium ruchu czy wyróżniać obiekty będące i niebędące tłem czy zakłóceniem.

Podejście to pozwala na uwzględnianie różnych grup kryteriów, a przez to na identyfikację zmian stanu obiektu w ramach określonej grupy kryteriów tworzących pewien kontekst [1], [4], [5]. Zastosowanie kontekstowego rozpatrywania sceny pozwala na jej analizę z zastosowaniem tylko tej części wiedzy, która jest istotna w określonym kontekście. Przykład kontekstowego rozpatrywania sceny pokazano na rys.1. Obserwatorów sceny oznaczono symbolami $O1$ i $O2$.

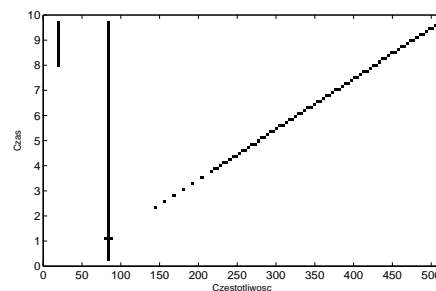


Rys.1. Przykład kontekstowego rozpatrywania sceny z zastosowaniem dwóch obserwatorów [3]

Scena dynamiczna wymaga określonego sposobu jej kodowania. Podczas badań założono, że identyfikacja zmian cech sygnałów będzie polegała na zastosowaniu możliwie najprostszymi algorytmów. Obiekty sceny dynamicznej zostały zakodowane w postaci prostych czarno-białych obrazów.

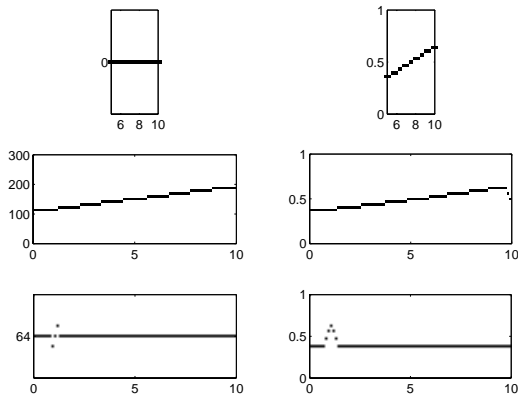
3. PRZETWARZANIE CECH SYGNAŁÓW

Analiza sygnałów, która była podstawą przeprowadzonych badań obejmowała niestacjonarne sygnały drganiowe oraz sygnały wygenerowane na podstawie modelu matematycznego. Do metod pozwalających na uzyskanie najlepszych wyników w analizie sygnałów niestacjonarnych należą metody oparte na STFT i WT, których wyniki prezentowane są w postaci charakterystyk czasowo-częstotliwościowych. Przetwarzanie takich charakterystyk do postaci obiektów sceny dynamicznej polegało w pierwszym kroku na transformacji obrazów kolorowych do postaci obrazów białych czarnych, a następnie na identyfikacji linii widocznych na charakterystyce, które odpowiadają składowym sygnałom. Kolejne etapy to identyfikacja przekrojów charakterystyki dla każdej zidentyfikowanej składowej oraz identyfikacja zmian wartości amplitudy w przekrojach charakterystyki. Przykład charakterystyki czasowo-częstotliwościowej przetworzonej do postaci obrazu czarno białego pokazano na rys.2. Charakterystyka jest wynikiem zastosowania analizy opartej na STFT. Sygnał analizowany został wygenerowany na podstawie modelu. Na charakterystyce widoczne są trzy linie odpowiadające trzem składowym sygnałom.



Rys.2. Charakterystyka czasowo-częstotliwościowa

Przekroje charakterystyki odpowiadające zidentyfikowanym składowym pokazano na rys.3.

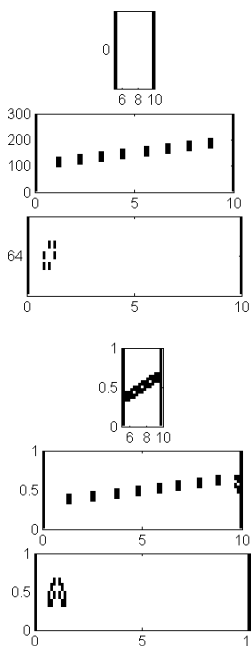


Rys. 3. Przebiegi częstotliwości i amplitudy zidentyfikowanych składowych sygnału

Lewa kolumna przedstawia przebiegi wartości częstotliwości składowych. Prawa kolumna zawiera przebiegi amplitudy składowych. Zidentyfikowane cechy sygnału są obiektami sceny dynamicznej.

4. ANALIZA SCENY DYNAMICZNEJ

Pierwszy etap analizy sceny polegał na identyfikacji zmian cech sygnałów diagnostycznych. Etap ten zrealizowano za pomocą prostych metod przetwarzania obrazów opartych na konwolucyjnej filtracji obrazów [9]. Obrazy zawierające zidentyfikowane zmiany dla składowych pokazanych na rys.3 pokazano na rys.4.



Rys.4. Obrazy reprezentujące zmiany cech sygnałów

Identyfikacja zmian została przeprowadzana w przedziałach, na które podzielono analizowane przebiegi. Identyfikacja zmiany polega na

określeniu chwili czasu lub wartości częstotliwości oraz wartości zmiany analizowanej wielkości. Dane dotyczące identyfikowanych zmian są zapisywane w macierzy zmian, której wiersze odpowiadają kolejnym przebiegom wartości cech (obiekty sceny dynamicznej), a kolumny są związane z opisem cech w dziedzinach czasu lub częstotliwości.

Opis zmiany jest pierwszym etapem syntaktycznej analizy obrazów reprezentujących zmiany. Opis ten jest definiowany jako uporządkowana trójka $z_n=[P_p, T, P_k]$, gdzie P_p i P_k są wartościami poziomów początkowego i końcowego analizowanej wartości cechy, a T jest długością przedziału, w którym zmiana zachodzi. Jako przykład takiego kodowania zmian można podać fragment macierzy zmian pokazanej w Tab.1, która zawiera zakodowane wartości zmienności amplitudy pierwszej składowej sygnału. W tabeli pokazano pierwsze dwa przedziały. W przedziałach tych składowa pierwsza (trend) nie była obserwowana, co jest spowodowane przyjętymi poziomami kwantowania cechy.

Tab.1. Fragment macierzy zmian

	I	II
Sk.I (f)	-	-
Sk.I (A)	-	-
Sk.II (f)	[1,250,3]	[3,250,5]
Sk.II (A)	[1,250,2]	[2,250,4]
Sk.III (f)	[5,70,5] [(2,7),60,(2,7)] [5,120,5]	[5,250,5]
Sk.III (A)	[5,50,5] [(2,9),90,(9,2)] [5,110,5]	[5,250,5]

Kolejny etap transformacji obiektów sceny polega na przekształceniu uporządkowanych trójek za pomocą alfabetu będącego zbiorem określonych symboli. Przyjęty alfabet nie został zamieszczony w referacie. Zapis zmian w postaci tego alfabetu jest podstawą do wnioskowania o występujących niesprawnościach lub zjawiskach zachodzących podczas działania obiektu. Celem tego przekształcenia jest charakterystyka zmienności cechy sygnału. Przykład przekształcenia trójek do postaci ciągów symboli przyjętego alfabetu pokazano w Tab. 2.

W opisywanych badaniach przyjęto dwa konteksty rozpatrywania obiektów sceny, zapisanych w postaci ciągów zawartych w Tab.2. Dla każdego z kontekstów przyjęto zbiory reguł wnioskowania. Ze względu na to, że w referacie pominięto kilka etapów przekształcania cech sygnałów (obiektów sceny) nie zamieszczono także zbiorów tych reguł. Ich prezentacja wymagałaby omówienia pominiętych etapów.

Tab.2. Zapis zmian w postaci ciągów symboli

	I	II	III	IV
Składowa I (f)	-	-	A	A
Składowa I (A)	-	-	B	B
Składowa II (f)	B	B	B	B
Składowa II (A)	B	B	B	B
Składowa III (f)	ANA	A	A	A
Składowa III (A)	ANA	A	A	A

Pierwszy kontekst rozpatrywania sceny związany jest z rozpoznawaniem obiektów sceny (cech sygnałów), które są zależne od zmian warunków działania. Zastosowaniem drugiego kontekstu odpowiada za rozpoznawanie typowych niesprawności maszyny wirnikowej. Wyniki zastosowania kontekstowego rozpatrywania sceny zawierającej cechy sygnału, którego charakterystyka została pokazana na rys.2. przedstawiono w Tab. 3.

Tab.3. Przykład tablicy zawierającej wyniki wnioskowania

	I	II	III	IV
Sk. I	-	-	T	To
Sk. II	N	N	N	N
Sk. III	T	T	T	T

Termin „niewyrównowazenie” oznacza, że składowa w danym przedziale jest symptomem niewyrównowazenia. Termin „tło” wskazuje, że zidentyfikowana składowa nie jest związana ze zmianami warunków działania obiektu i nie jest wynikiem wystąpienia jednej z typowych niesprawności. Składowe takie mogą być wynikiem zjawisk zachodzących w otoczeniu obserwowanego obiektu. Znak „-”, oznacza, że w danym przedziale nie została zidentyfikowana określona składowa. Przykładowo składowa I jest identyfikowana tylko w przedziałach III i IV.

5. WNIOSKI I PLAN PRZYSZŁYCH BADAŃ

Wyniki badań opisywanych w referacie dowiodły, że zastosowane metod analizy obrazów kontekstowej analizy sceny dynamicznej daje poprawne wyniki w identyfikacji uszkodzeń maszyny wirnikowej. Bardzo istotny wydaje się sposób przekształcania wyników analizy do postaci sceny dynamicznej, co w dalszej kolejności pozwala na kontekstowe jej rozpatrywanie. Przeprowadzone badania dowiodły także, że konieczna jest modyfikacja zastosowanych algorytmów oraz ich rozszerzenia w celu pełnego wykorzystania możliwości, jakie daje kontekstowe rozpatrywanie sceny. Prowadzone obecnie prace mają na celu opracowanie algorytmów, które

pozwolą na zdefiniowanie kontekstów związanych z diagnostyką poszczególnych podzespołów złożonej maszyny wirnikowej. Podejście takie będzie umożliwiało interpretację wyników analizy sygnałów rejestrowanych podczas działania maszyn złożonych. Należy podkreślić, że interpretacja takich wyników jest szczególnie trudna.

LITERATURA

- [1] Akman.V.: Steps Toward Formalizing Context, Mehmet Surav 17(3): Fall 1996, 55-72.
- [2] Duda R. O., Hart P. E.: Pattern Classification and Scene Analysis. John Wiley & Sons, LTD 1980.
- [3] Ghindini C., Giunchiglia F. (2001). Local Models Semantics, or contextual reasoning = locality + compatibility. Artificial Intelligence 127. s. 221 – 259.
- [4] Gonzales A. J., Ahlers R. (1999). Context-based Representation of Intelligent Behavior in Training Simulations. Transaction of Society for Computer Simulation International, Vol. 15, no. 4, March, s. 153 – 166.
- [5] McCarthy J. (1993). Notes on formalizing context. In: A. Aliseda, R. J. van Glabbeek, D. Westerstahl (eds.) Computing Natural Language, Center for the Study of Language and Information, Stanford University, CA, s. 13 – 50.
- [6] Timofiejczuk A.: Koncepcja opisu działania maszyny w postaci sceny dynamicznej. II Kongres Diagnostyki Technicznej, Warszawa 2000.
- [7] Timofiejczuk A.: Koncepcja automatycznej identyfikacji stanu obiektu w zmiennych warunkach działania. XXVIII Ogólnopolskie Sympozjum "Diagnostyka Maszyn", Węgierska Górka 2001.
- [8] Timofiejczuk A.: Application of diagnostic system based on dynamic scene identification. 16th AeroSense Meeting on Aerospace/Defense Sensing, Simulation and Control, Orlando, Florida, 2002.
- [9] Timofiejczuk A.: Zastosowanie analizy obrazów w identyfikacji zmian sygnałów diagnostycznych. XXIX Ogólnopolskie Sympozjum "Diagnostyka Maszyn", Węgierska Górka, 2002.



Anna TIMOFIEJCZUK jest adiunktem w Katedrze PKM Politechniki Śląskiej. Jej naukowe zainteresowania to: metody analizy sygnałów niestacjonarnych, analiza i przetwarzanie obrazów, diagnostyka techniczna i metody wnioskowania diagnostycznego.

ZDALNA DIAGNOSTYKA TAFLI SZKLANEJ Z ZASTOSOWANIEM ELEMENTÓW ANALIZY SYGNAŁÓW HILBERTA

Jerzy TLAGA, Waldemar TLAGA

Politechnika Gdańska, Katedra Metrologii i Systemów Elektronicznych,
ul. Narutowicza 11/12, 80-952 Gdańsk, e-mail: tlaga@pg.gda.pl

Streszczenie

W referacie przedstawiono wyniki badań nad konstrukcją detektora wykrywającego moment pęknięcia tafli szklanej drogą analizy sygnału dźwięku. W pierwszym podejściu zastosowano metodę JTFA (ang. *Joint Time-Frequency Fourier Analysis*) do analizy procesu dezintegracji szkła. Opracowano uproszczony model pęknięcia szkła i pierwsze algorytmy diagnostyczne. W kolejnym kroku opracowano metodę diagnostyczną wykorzystującą transformację Hilberta do wydobywania elementów sygnałów przenoszących informację o zjawisku pęknięcia szkła. Prace te zakończyły się opracowaniem metody diagnostycznej opartej na systemie eksperckim, możliwej do implementacji w mikrokontrolerach średniej klasy.

Słowa kluczowe: diagnostyka szkła, transformacja Hilberta, detektor akustyczny

REMOTE DIAGNOSTICS OF GLASS PANE WITH APPLICATION OF HILBERT SIGNAL ANALYSIS

Summary

The paper presents research results on design of detector for detection of glass pane brake, based on analysis of acoustic signal. Joint Time-Frequency Analysis (JTFA) has been applied in first attempt to analyze glass decomposition process. Simplified glass break model and first diagnostic algorithms has been evaluated. Further research led to development of diagnostic method applying Hilbert transformation to extract signal components characterizing glass break phenomena. The research has been finalized with evaluation of diagnostic method based on expert system, possible to be implemented in mid-class microcontroller.

Keywords: glass diagnostics, Hilbert transform, acoustic detector

1. WSTĘP

Jak podają statystyki, ponad 35% włamań do obiektów następuje poprzez elementy elewacji wykonane ze szkła. Dotychczasowe techniki detekcji pęknięcia szkła bazowały głównie na analizie sygnałów zbieranych bezpośrednio z powierzchni poszczególnych tafli. Używano do tego celu najczęściej przetworników piezoelektrycznych dokonujących konwersji fal powierzchniowych powstających w momencie pęknięcia szkła na sygnały elektryczne.

Dostępność mikrosterowników, pozwalających na bardziej zaawansowaną obróbkę sygnałów, pozwala na opracowanie zdalnych metod detekcyjnych analizujących dźwięk pękającej szyby. Rozwiązania takie umożliwiają objęcie nadzorem diagnostycznym wielu tafli szklanych przez jeden detektor.

2. CEL I WARUNKI PROCESU DETEKCJI

Celem opracowanego algorytmu detekcyjnego było zastosowanie go w akustycznym detektorze

pęknięcia szyby. Detektor tego typu pracuje w pomieszczeniu, w którym znajdują się chronione obiekty i dokonuje analizy sygnałów akustycznych odebranych przez mikrofon pod kątem wykrycia składowych charakterystycznych dla dźwięku pękającej szyby. Podstawowym problemem jest tu sama nieokreśloność i naturalna niestabilność analizowanego obiektu – szkła. Szkło jest ciałem amorficznym o właściwościach mechanicznych zbliżonych do ciała stałego. Brak uporządkowania struktury w przestrzeni zbliża szkło do cieczy, sztywność postaci i kruchość – do ciał stałych; stan, w którym występuje szkło (stan szklisty), jest stanem termodynamicznie nietrwałym. Tafle szklane stosowane w budownictwie zawierają różne gatunki szkła w zależności od potrzeb, same tafle – szyby różnią się też znacznie konstrukcją.

Sygnały odebrane przez mikrofon zawierają informację o pęknięciu tafli szklanej, jednakże charakteryzuje je bardzo wysoki stopień uwikłania. Sygnał odebrany zawiera też z reguły sygnały zakłócające, pochodzące ze źródeł zewnętrznych i wewnętrznych i w ogólnym przypadku jest sumą sygnału docierającego bezpośrednio z obiektu i

sygnałów odbitych. Reasumując, należy wymienić podane niżej podstawowe warunki procesu detekcji.

1. Naturalna niestabilność i nieokreśloność szkła.
2. Typ szkła. W artykule przedstawiono wyniki badań oraz algorytm diagnostyczny opracowany dla szkła zwykłego.
3. Grubość szkła. Badania prowadzono dla szkła o grubości od 2 do 6 mm.
4. Wielkość tafli szklanej. W badaniach uwzględniono tafle o powierzchni od 0.09 m² do 0.5 m².
5. Odległość tafli – detektor. Badania prowadzono dla odległości od 1 do 10 m.
6. Parametry akustyczne pomieszczenia. Badania prowadzone były w różnych pomieszczeniach (również bezechowych), o różnej powierzchni, kubaturze i współczynniku odbicia ścian.
7. Inne parametry. W czasie badań stwierdzono, że parametry takie jak m.in. temperatura, historia tafli, sposób osadzenia szyby mają wpływ na jej reakcję w czasie zbitcia.

2.1. Wymagania certyfikacyjne

Podstawowym założeniem, przyjętym dla opracowywanego detektora, było poddanie go certyfikacji przez niemiecki instytut „VdS – Verband der Schadenverhütung”¹. W związku z powyższym powinien on spełniać kryteria określone przez odpowiednie normy [4]. Wymagają one wysokiego współczynnika poprawnych decyzji diagnostycznych (min. 90%) oraz całkowitej odporności na sygnały zakłócające (0% fałszywych alarmów). Definicja sygnałów zakłócających jest kluczowa dla opracowywanego algorytmu. Podkreślić należy pewną nieokreśloność sposobu generowania sygnałów zakłócających [4]. Ta nieokreśloność oraz fakt, że widma częstotliwościowe niektórych z powyższych sygnałów są bardzo bliskie widmu sygnału pęknięcia szyby, sprawiają, że problem diagnostyczny staje się bardzo złożony.

3. ANALIZA CZASOWO-CZĘSTOTLIWOŚCIOWA JTFA

W pierwszym podejściu dokonano rejestracji oraz analizy czasowo-częstotliwościowej JTFA sygnałów rejestrowanych przy pomocy mikrofonu. Celem badań było poznanie zależności pomiędzy poszczególnymi fazami destrukcji tafli szklanej a składowymi sygnałami akustycznego odbieranego przez mikrofon detektora. Wstępną analizę sygnałów przeprowadzono przy pomocy wykonanego przez autorów analizatora składającego się z następujących bloków:

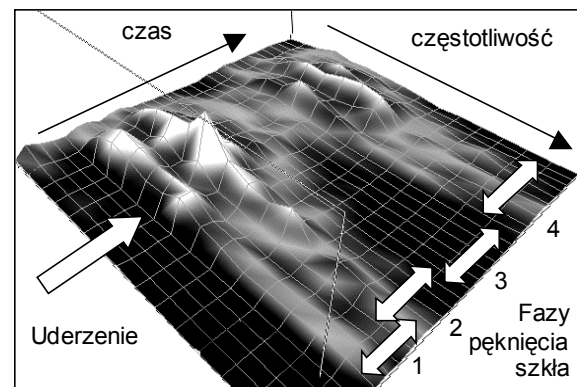
- rejestracji i odtwarzania sygnałów,
- analizy czasowo-częstotliwościowej JTFA,
- filtracji cyfrowej i symulatora logicznego.

Moduł JTFA pozwala przeanalizować wybrany fragment sygnału i dokonać wizualizacji zmienności widma w czasie. Blok filtracji cyfrowej i symulator pozwalają na cyfrową obróbkę sygnału i symulację fragmentów lub całości algorytmu diagnostycznego.

3.1. Model pęknięcia szkła

Analiza JTFA pozwoliła na szczegółową analizę sygnałów oraz opracowanie uproszczonego modelu pęknięcia szkła. Określono rejony sygnału, w których należy szukać komponentów przenoszących informację o pęknięciu tafli. W ogólnym przypadku podzielono proces pęknięcia tafli szklanej na 4 fazy.

1. Faza pobudzenia. Sygnał odbierany w tej fazie zawiera informację o uderzeniu tafli.
2. Faza absorpcji i wstępnego kruszenia. W tej fazie następuje absorpcja energii uderzenia przez tafle i pojawiają się pierwsze składowe mówiące o rozpoczęciu procesu kruszenia szkła. Narzędzie użyte do ataku powoduje skruszenie tafli w miejscu uderzenia.
3. Faza eksplozji (kruszenia lawinowego). W tej fazie proces kruszenia ulega rozszerzeniu. Na szybie pojawiają się długie rysy, fragmenty szyby odpadają.
4. Faza upadku odłamków. Poszczególne odłamki tafli spadają na podłoże.



Rys. 1. Fragment okna JTFA z wynikiem analizy sygnału rozbicia szyby

Poszczególne fazy zachodzą na siebie, ich czasy trwania są różne i zależą od siły uderzenia i parametrów tafli. W przypadku sygnałów zakłócających mamy do czynienia jedynie z 1 fazą, jednakże może być ona powtarzana. Widma niektórych sygnałów zakłócających są zbliżone charakterem do poszczególnych faz sygnału zbitcia szyby. Komponenty sygnału, przenoszące informację o kruszeniu szkła, są w zawarte w wyższych partiach spektrum i ich amplituda jest mała. Rodzi to trudności w jednoznacznej detekcji momentu pęknięcia szyby. Próby skonstruowania algorytmu diagnostycznego, spełniającego wymagania VdS w oparciu o analizę JTFA, wykazały, że do procesu diagnostyki będzie niezbędny procesor sygnałowy o dużych możliwościach obliczeniowych ze względu na złożoność obliczeniową algorytmu. Koszt tego typu procesora wykluczał zastosowanie go w docelowym detektorze.

¹ <http://www.vds.de>

Proces pęknięcia szyby jest procesem nieliniowym, sygnał odbierany ulega przekształceniu przechodząc przez nieznanne i zmienne środowisko, a samo zadanie sprowadza się w zasadzie do rozpoznania charakterystycznego dźwięku pęknięcia szyby. W związku z tym postanowiono przeanalizować techniki przetwarzania sygnałów stosowane w diagnostyce układów mechanicznych (w tym nieliniowych), badaniach geologicznych oraz rozpoznawaniu dźwięków.

4. ZASTOSOWANIA TRANSFORMACJI HILBERTA

W diagnostyce układów mechanicznych, szczególnie przy analizie drgań swobodnych i wymuszonych [1] używa się często funkcji w postaci:

$$y(t) = A(t)\cos\psi(t), \quad A(t) = \sqrt{y^2(t) + \tilde{y}^2(t)} \quad (1)$$

gdzie $y(t)$ jest funkcją wibracji, $\tilde{y}(t)$ jej transformata Hilberta, $Y(t)$ jest funkcją wibracji w formie analitycznej (zespolonej), $A(t)$ jest obwiednią sygnału, a $\psi(t)$ fazą chwilową. Funkcja $\tilde{y}(t)$ jest definiowana jako transformata Hilberta funkcji $y(t)$

Transformata iloczynu funkcji o pokrywających się pasmach może być ogólnie zapisana jako [2]:

$$H\{l(t) \cdot h(t)\} = \tilde{l}(t) \cdot \tilde{h}(t) + \tilde{l}_h(t) \cdot h(t) \quad (2)$$

gdzie $l_h(t)$ jest komponentem $l(t)$ o widmie pokrywającym się z widmem $h(t)$. Właściwości powyższe są powodem częstego stosowania transformaty Hilberta w analizie mechanicznych układów nieliniowych [3]. Łatwość wyliczenia chwilowej energii sygnału jako $A^2(t)$ pozwala też na szybkie wyliczanie parametrów energetycznych sygnałów. Techniki te są często stosowane w systemach komunikacyjnych

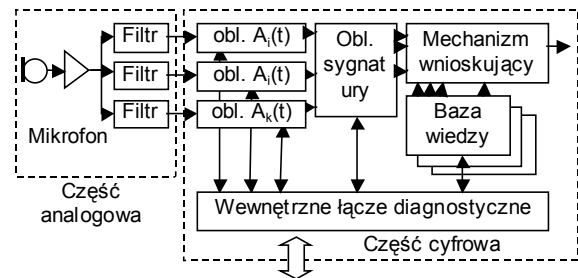
Innym obszarem zastosowania transformaty Hilberta jest przetwarzanie sygnałów uzyskiwanych w badaniach geologicznych prowadzonych w celu poszukiwania ropy i gazu oraz przy przewidywaniu trzęsień ziemi. Szczególnie dużo informacji uzyskuje się w wyniku wyliczania tzw. atrybutów RSA (ang. *Rock Solid Attributes*). Jest to zestaw ok. 40 parametrów sygnałowych bazujących na transformacie Hilberta i transformacie falkowej. W wielu publikacjach, dotyczących rozpoznania mowy, autorzy podnoszą fakt wysokiej wartości informacji zawartej w obwiedni sygnału dla procesu identyfikacji. Ciekawy jest też fakt wykrycia w pniu mózgu ssaków neuronów dokonujących analogicznego do transformacji Hilberta przetwarzania sygnałów [5].

5. ALGORYTM DIAGNOSTYCZNY

Jak wykazała analiza JTFA, sygnał pobierany z mikrofonu zawiera bardzo dużo informacji, w tym informację o zbitciu tafli szklanej – jednakże jest ona w sposób wysoce uwikłany ukryta w sygnale wśród innych danych niezwiązanych z badanym procesem. W celu zmniejszenia stopnia uwikłania danych postanowiono poddać je rozszczepieniu (ang. *data*

fission) na strumieniu o większej jednorodności. Tak wydzielone dane mogą być poddane obróbce w celu obliczenia odpowiednich parametrów. W kolejnym etapie, poszczególne parametry poddawane są procesowi fuzji danych (ang. *data fusion*) celem wytworzenia sygnatury diagnostycznej. Porównanie bieżącej wartości sygnatury z bazą wiedzy prowadzi do podjęcia finalnej decyzji diagnostycznej o wysokim stopniu wiarygodności [6]. Zaproponowany algorytm diagnostyczny bazuje na następujących założeniach:

1. Sygnał wejściowy podlega kilkupasmowej filtracji w celu wydzielenia składowych o postaci (1).
2. Sygnały z filtrów po próbkowaniu poddane są cyfrowej transformacie Hilberta w celu wyliczenia obwiedni sygnałów $A_i(t)$.
3. Cyfrowa sygnatura sygnału tworzona jest z parametrów sygnałów obliczanych z $A_i(t)$.
4. Finalna decyzja diagnostyczna podejmowana jest przez wewnętrzny system ekspercki na podstawie porównania sygnatury z wewnętrzną bazą wiedzy detektora.



Rys. 2. Schemat blokowy detektora

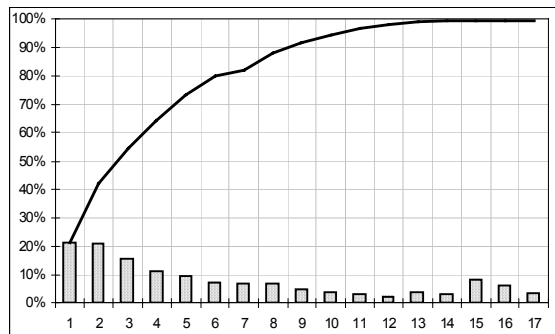
6. SYSTEM EKSPERCKI WSPOMAGANIA DIAGNOSTYKI

Do zbudowania bazy wiedzy oraz bazy metod diagnostycznych, używanych przez mechanizm wnioskujący, niezbędne było zgromadzenie odpowiednio dużej ilości danych eksperymentalnych. Zbudowano w tym celu mobilny system akwizycji danych z detektorów umożliwiający pobieranie próbek sygnałów z kilkunastu detektorów jednocześnie w czasie rzeczywistym. Każdy detektor wyposażony został w dodatkowy moduł USB transmitujący dane do przenośnego komputera poprzez wielowięściowy koncentrator. Do budowy bazy danych używano 10 jednocześnie pracujących detektorów umieszczonych w różnych punktach pomieszczenia. Każdy rekord, stworzonej w ten sposób bazy, został sklasyfikowany jako:

- T – sygnał zbitcia szyby,
- F – sygnał zakłócający, fałszywy,
- TF – sygnał zbitcia szyby możliwy też do zaklasyfikowania jako fałszywy (np. sygnał zarejestrowany w wyniku zbitcia szyby, ale parametry pęknięcia tafli nie spełniają warunków określonych przez normę VdS),
- FT – sygnał fałszywy możliwy też do zaklasyfikowania jako sygnał zbitcia szyby (np. sygnał generowany jako zakłócający, w wyniku którego

nastąpiło częściowe pęknięcie szyby)

Baza danych eksperymentalnych zawiera ponad 3.000 rekordów (w tym 1000 sygnałów zbita szkła) wybranych z łącznie wykonanych 10.000. W celu opracowania mechanizmu wnioskującego i jego optymalizacji stworzono zewnętrzny system ekspercki wykorzystujący zebrane dane eksperymentalne do weryfikacji poszczególnych składowych sygnatury tworzonej z energetycznych parametrów sygnałów. Dla tak stworzonej sygnatury i założonej strategii decyzyjnej (np. 0% fałszywych alarmów, min. 90% detekcyjności) wyliczono następnie parametry wewnętrznej bazy wiedzy pozwalającej na podejmowanie poprawnych decyzji diagnostycznych. Liczbę i rodzaj elementów składowych sygnatury optymalizowano pod kątem uzyskania największej liczby poprawnych decyzji diagnostycznych.



Rys. 3. Detekcyjność algorytmu w funkcji liczby elementów sygnatury

Zarejestrowane w bazie danych pęknięcia tafli sklasyfikowane zostały w ponad 20 różnych modelach opisanych w bazie wiedzy detektora. Modele te są wykrywane przez elementarne algorytmy detekcyjne. Udział algorytmów elementarnych w detekcji zarejestrowanych 3000 sygnałów (czyli napotkanych w praktyce modeli pęknięcia szkła w ogólnym zbiorze danych eksperymentalnych) pokazany jest w formie pionowych słupków na rys. 3. Badania wykazały, że opracowana sygnatura pozwala na wykrycie 99.4% pęknięć przy całkowitej odporności na sygnały zakłócające. Granicą rozbudowy sygnatury jest jej złożoność obliczeniowa. Obciążenie wielowątkowego jądra systemu czasu rzeczywistego mikrosterownika, napędzającego mechanizm wnioskujący, sięga obecnie 95% czasu przy analizie najbardziej złożonych przypadków.

7. WYNIKI

Przedstawiony algorytm został zaimplementowany w detektorze AD-700 opracowanym dla firmy „Alarmtech”². Zastosowanie transformaty Hilberta do obliczeń energetycznych parametrów sygnałów pozwoliło na stworzenie prostego i niezawodnego algorytmu. Detektor przeszedł pomyślnie fazę testów wstępnych w laboratoriach VdS i znajduje się obecnie w produkcji.

Akustyczne detektory pęknięcia szyby dostępne na rynku można podzielić na 3 podstawowe grupy:

1. Detektory dokonujące jedynie amplitudowej klasyfikacji sygnału z ewentualną filtracją. Cechują się prostotą konstrukcji algorytmu i niewielką odpornością na sygnały zakłócające.
2. Detektory dokonujące jedynie czasowej analizy sygnałów. Cechują się większą pewnością działania, ale są czułe na sygnały fałszywe o przebiegu czasowym zbliżonym do pęknięcia szyby.
3. Detektory dokonujące zarówno częstotliwościowej, jak i czasowej analizy sygnałów. Detektory tego typu zapewniają największe prawdopodobieństwo poprawnych decyzji.

Opracowany detektor należy do trzeciej, najbardziej zaawansowanej grupy; uzyskane parametry lokują go w czołówce tego typu urządzeń.

8. LITERATURA

- [1] Feldman M.: Non-Linear System Vibration Analysis Using Hilbert Transform. *Mechanical Systems and Signal Proc.*, 1994, nr 8, str. 119-127.
- [2] Hahn S. L.: The Hilbert Transform of the Product $a(t) \cdot \cos(\omega_0 t + \phi_0)$. *Bulletin of the Polish Academy of Sciences*, 1996, nr. 44(1), str. 75-80.
- [3] Feldman M.: Non-Linear Free Vibration Identification Via The Hilbert Transform. *Journal of Sound and Vibration*, 1997, nr 208, str. 473-489.
- [4] VdS *Richtlinien für Einbruchmeldeanlagen: Glasbruchmelde*. VdS, Köln, 2002.
- [5] Smith Z. M., Delgutte B., Oxenham A. J.: Chimaeric sounds reveal dichotomies in auditory perception. *Nature*, 2002, nr. 416, str. 87-89.
- [6] Tlaga J., Tlaga W.: Synteza algorytmu detekcji pęknięcia szyby metodą „data fission – data fusion”. *Zabezpieczenia*, 2004, nr 1/2, str. 31-36.



Mgr. inż. Jerzy TLAGA jest absolwentem wydziału Elektroniki, Telekomunikacji i Informatyki Politechniki Gdańskiej. Specjalizuje się w badaniach i projektowaniu rozproszonych systemów diagnostycznych i sterujących opartych na mikrosterownikach wbudowanych Dr inż. Waldemar TLAGA jest pracownikiem Politechniki Gdańskiej. Specjalizuje się w badaniach i projektowaniu systemów elektronicznych do zastosowań pomiarowych, diagnostycznych i sterujących. Jest autorem kilkudziesięciu publikacji z tej dziedziny i szeregu wdrożeń.



² <http://www.alarmtech.pl>

MOŻLIWOŚCI SZACOWANIA WARTOŚCI GRANICZNEJ SYMPTOMU DIAGNOSTYCZNEGO W ZALEŻNOŚCI OD BIEŻĄCEGO POZIOMU NIEZAWODNOŚCI OBIEKTU

Franciszek TOMASZEWSKI

Instytut Silników Spalinowych i Transportu
Zakład Pojazdów Szynowych
ul. Piotrowo 3, 60-965 Poznań
tel. (061) 665-2570
franciszek.tomaszewski@put.poznan.pl

Streszczenie

W pracy przedstawiono dynamiczną metodę wyznaczania wartości granicznej symptomu diagnostycznego w zależności od bieżącego poziomu niezawodności obiektu. Metoda ta polega na wyznaczeniu w oparciu o dane eksploatacyjne krzywej regresji opisującego związek pomiędzy skumulowanym prawdopodobieństwem uszkodzeń a wartością symptomu diagnostycznego i na jej podstawie prognozowaniu wartości granicznej symptomu. Istotę metody przedstawiono na przykładzie drganiowego symptomu diagnostycznego silnika spalinowego lokomotywy.

Słowa kluczowe: diagnostyka wibroakustyczna, wartości graniczne symptomu

POSSIBILITIES OF THE LIMIT VALUE VALUATION OF THE DIAGNOSTIC SYMPTOM ACCORDING TO THE CURRENT LEVEL OF THE OBJECT RELIABILITY

Summary

The paper presents the dynamic method being used to evaluate the limit value of a diagnostic symptom according to the current level of the object reliability. The method helps to determine (basing on operation data) the regression curve circumscribing the relation between the cumulated failure probability and the diagnostic symptom value and on its ground the method helps to foresee the limit value of the symptom. The essence of a method is described by the vibration diagnostic symptom of a diesel locomotive engine.

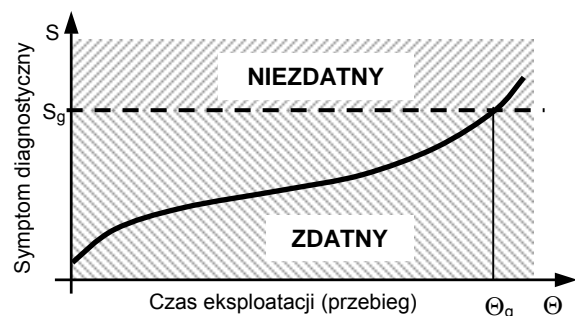
Key words: the vibroacoustic diagnostic, limit values of the symptom

1. WSTĘP

Podstawowym zadaniem diagnostyki technicznej jest określenie stanu technicznego obiektu bez jego demontażu. W ogólnym przypadku wyróżnia się dwa stany techniczne obiektu: zdalny i niezdatny. Taka ocena stosowana jest w procesie użytkowania obiektu i daje odpowiedź na pytanie, czy obiekt może wykonywać swoje funkcje (zadania) zgodnie z przeznaczeniem. W procesie obsługi, celem diagnostyki technicznej jest lokalizacja niezdatności obiektu (uszkodzenia) oraz ewentualna ocena poprawności wykonania obsługi (przywroćenia stanu zdalności).

Aby stan techniczny obiektu był jednoznacznie określony, tzn. został zakwalifikowany do stanu zdalności lub niezdatności, niezbędna jest znajomość wartości granicznej symptomu diagnostycznego. Wartość graniczna jest w tym przypadku parametrem klasyfikującym, pozwalającym na jednoznaczne zakwalifikowanie

obektu do stanu zdalności lub niezdatności. Istotę takiej oceny przedstawiono na rysunku 1.



Rys. 1. Klasyfikacja dwustanowa na tle krzywej życia

Wyznaczenie (szacowanie) wartości granicznej według znanych metod wymaga pozyskania dużej liczby obserwacji diagnostycznych obiektu. Jednocześnie metody te pozwalają na oszacowanie wartości granicznej po zakończeniu eksperymentu

diagnostycznego. Oszacowana wartość graniczna może być stosowana tylko do oceny tego obiektu, dla którego była ona wyznaczana. Przy ocenie stanu technicznego obiektu, muszą być uwzględnione ściśle określone warunki pomiarów parametru diagnostycznego, np. prędkość obrotowa, obciążenie itp. W przypadku stosowania diagnostyki wibroakustycznej – miejsce pomiaru drgań lub hałasu.

W pracy zaproponowano metodę szacowania wartości granicznej symptomu diagnostycznego uwzględniającą aktualny poziom niezawodności obiektu. W zależności od postępującego procesu uszkodzenia obiektu zmienia się wartość graniczna symptomu w kolejnych krokach obserwacji diagnostycznej.

2. METODY SZACOWANIA WARTOŚCI GRANICZNEJ SYMPTOMU DIAGNOSTYCZNEGO

Obecnie większość prac związanych z diagnostyką obiektów mechanicznych dotyczy głównie badania relacji pomiędzy stanem obiektu a sygnałem diagnostycznym. Mało uwagi natomiast, poświęca się poszukiwaniu nowych metod wyznaczania wartości granicznych symptomów diagnostycznych. Być może barierą jest statystyczne podejście do ich wyznaczania, wymagające dużej liczby pomiarów na rzeczywistych obiektach w normalnych warunkach eksploatacji. Do znanych metod szacowania wartości granicznej symptomu można zliczyć [1]:

- metodę uwzględniającą dopuszczalny poziom zbędnych napraw,
- metodę opartą o średnią wartość przed awaryjną symptomu,
- metodę opartą o rozkład wartości symptomu.

W metodzie pierwszej do określenia wartości granicznej przyjmuje się dopuszczalny poziom zbędnych napraw A . Błędna decyzja o naprawie nastąpi wtedy, gdy parametr diagnostyczny S obiektu będącego w stanie zdatności przekroczy wartość S_g . Całkowite prawdopodobieństwo takiego zdarzenia jest równe iloczynowi współczynnika gotowości $P(z)$ i prawdopodobieństwa przekroczenia wartości S_g w stanie zdatnym $P(S > S_g)$. Co można zapisać następująco [2]:

$$A = P(z) \cdot P(S > S_g) \quad (1)$$

Wartość współczynnika gotowości można przyjąć, lub lepiej wyznaczyć w oparciu o dane eksploatacyjne obserwowanej grupy obiektów, z zależności:

$$P(z) = \frac{\bar{T}_z}{\bar{T}_z + \bar{T}_n} \quad (2)$$

gdzie: \bar{T}_z – średni czas zdatności obserwowanej grupy obiektów,

\bar{T}_n – średni czas niezdatności obserwowanej

grupy obiektów.

Wartość graniczną symptomu diagnostycznego wyznacza się z zależności [2]:

$$S_g \leq \bar{S} + \sigma_s \sqrt{\frac{P(z)}{2 \cdot A}} \quad (3)$$

gdzie: S_g – wyznaczana wartość graniczna symptomu diagnostycznego,

\bar{S} – wartość średnia symptomu z liczby N obserwacji obiektów,

σ_s – odchylenie standardowe symptomu.

W drugiej metodzie wartość graniczną symptomu wyznacza się w oparciu o znaną średnią wartość przed awaryjną symptomu. Wartość tę można uzyskać trzema sposobami:

- znając średnią krzywą stanu technicznego (krzywą życia) uzyskaną z grupy obserwowanych obiektów,
- symptomu zmierzonego na obiektach przed wycofaniem z eksploatacji (przed naprawą główną),
- symptomu zmierzonego na obiektach uszkodzonych lub tuż przed awarią.

Wartość graniczną w tej metodzie wyznacza się odejmując od średniej wartości przed awaryjnej wartość jego odchylenia standardowego:

$$S_g = S_a - \sigma_a \quad (4)$$

gdzie: S_g – wyznaczana wartość graniczna symptomu diagnostycznego,

S_a – wartość średnia przed awaryjną symptomu diagnostycznego,

σ_a – odchylenie standardowe wartość przed awaryjną symptomu diagnostycznego.

W metodzie trzeciej zakłada się, że rozkład symptomu w obserwowanej grupie obiektów ma rozkład normalny [3]. Wartość graniczną parametru diagnostycznego wyznacza się zakładając, że wartości nietypowe powyżej $3\sigma_s$ określają stan niezdatny obiektu. W związku z tym wartość graniczną można wyznaczyć z następującej zależności:

$$S_g = S_{sr} + 3\sigma_s \quad (5)$$

gdzie: S_g – wyznaczana wartość graniczna symptomu diagnostycznego,

S_{sr} – wartość średnia symptomu diagnostycznego,

σ_s – odchylenie standardowe symptomu diagnostycznego.

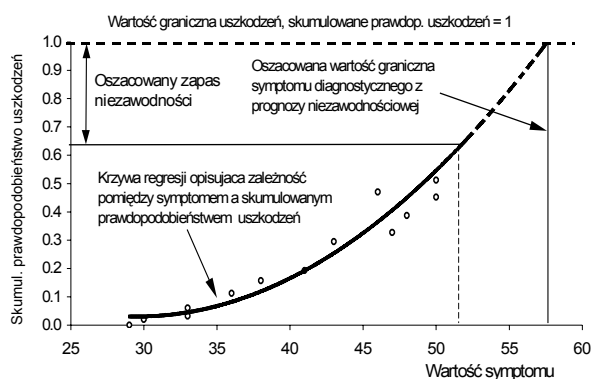
Przedstawione metody szacowania wartości granicznej symptomu pozwalają szacować wartość graniczną mając do dyspozycji dużą liczbę obserwacji symptomu. Wyznaczona wartość graniczna nie uwzględnia indywidualnych cech obiektu, np. bieżącego poziomu niezawodności.

3. METODA WYKORZYSTUJĄCA SKUMULOWANE PRAWDOPODOBIENSTWO USZKODZEŃ

Proponowana metoda szacowania wartości granicznej symptomu, wykorzystuje skumulowane prawdopodobieństwo uszkodzeń obiektu, i w odróżnieniu od poprzednich metod, pozwala na jej wyznaczenie, w powiązaniu z aktualnym poziomem niezawodności obiektu. Wzrost liczby uszkodzeń, a więc spadek poziomu niezawodności w eksploatacji może być spowodowany, np.: gorszymi warunkami pracy, wzrostem obciążenia itp. W związku ze spadkiem poziomu niezawodności, obiekt intensywniej się zużywa a wartość graniczna symptomu powinna szybciej sygnalizować wyłączenie takiego obiektu z eksploatacji.

Istota tej metody polega na wyznaczeniu w oparciu o dane eksploatacyjne krzywej regresji i jej równania (modelu) opisującego związek pomiędzy skumulowanym prawdopodobieństwem uszkodzeń a wartością symptomu diagnostycznego. Jako graniczny poziom niezawodności obiektu przyjmuje się skumulowaną wartość prawdopodobieństwa uszkodzeń równą 1. Mając zmierzoną wartość symptomu diagnostycznego można wyznaczyć aktualny poziom niezawodności obiektu oraz oszacować w drodze prognozowania wartość graniczną symptomu dla skumulowanego prawdopodobieństwa uszkodzeń równego 1 (przyjęte jako graniczną wartość pracy obiektu). Istotą tej metody przedstawiono na rysunku 2.

Związek pomiędzy skumulowanym prawdopodobieństwem uszkodzeń a wartością symptomu diagnostycznego może być opisany modelem liniowym, kwadratowym. Niekiedy związek ten może być opisany zależnością wykładniczą, szczególnie przy intensywnym procesie uszkania obiektu.



Rys. 2. Szacowanie wartości granicznej w oparciu o krzywą regresji opisującej związek między skumulowanym prawdopodobieństwem uszkodzeń i symptodem diagnostycznym

Przedstawiona metoda szacowania wartości granicznej symptomu, wymaga prowadzenia obserwacji diagnostyczno-niezawodnościowej w celu

określenia związku pomiędzy skumulowanym prawdopodobieństwem uszkodzeń obiektu a wartością symptomu diagnostycznego. Prowadzenie dodatkowej obserwacji niezawodnościowej, można uznać za pewną wadę tej metody, natomiast bezsprzeczną zaletą jest to, że oszacowana wartość graniczna symptomu nie jest stała (jak w poprzednich metodach) lecz może się zmieniać w zależności od stanu niezawodnościowego diagnozowanego obiektu.

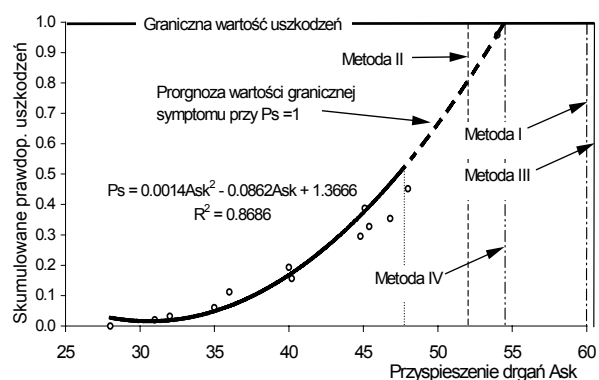
4. ANALIZA METOD SZACOWANIA WARTOŚCI GRANICZNEJ

Analizę skuteczności przedstawionych metod szacowania wartości granicznej w ocenie stanu technicznego, przeprowadzono na przykładzie silnika spalinowego lokomotywy (rys. 3). Dane diagnostyczne i niezawodnościowe pozyskano w wyniku przeprowadzonego eksperymentu diagnostycznego bierno-niezawodnościowego [4]. Eksperyment ten polegał na pomiarach wybranych parametrów sygnału diagnostycznego z równoległą rejestracją wszystkich uszkodzeń jakie wystąpiły w obserwowanych silnikach.

Dane o uszkodzeniach silników grupowano w przedziały, gdzie końcem każdego przedziału był przebieg, w którym wykonywano pomiary diagnostyczne. Na podstawie tak pogrupowanych danych niezawodnościowych wyznaczono prawdopodobieństwo uszkodzeń w przedziale obserwacji diagnostycznej z zależności [3]:

$$p_i(\theta) = \frac{n_i(\theta_i, \theta_i + \Delta\theta)}{N} \quad (6)$$

gdzie: $n_i(\theta_i, \theta_i + \Delta\theta)$ – liczba uszkodzeń silnika w przedziale $\theta_i, \theta_i + \Delta\theta$,
 N – łączna liczba uszkodzeń silnika.



Rys. 3. Oszacowana wartość graniczna dla skutecznej wartości przyspieszeń drgań poszczególnymi metodami

Mając wyznaczone prawdopodobieństwa uszkodzeń silnika spalinowego w przedziałach, wyliczono skumulowane prawdopodobieństwo uszkodzeń. Skumulowane prawdopodobieństwo uszkodzenia przedstawia sumaryczny proces uszkania silnika i jest funkcją stanu niezawodnościowego silnika dla każdej wartości przebiegu. Na rysunku 3 przedstawiono przykładowe wyniki sza-

cowania wartości granicznej symptomu metodą IV opartą o graniczną wartość skumulowanego prawdopodobieństwa uszkodzeń i prognozowaniu krzywej regresji oraz wartości graniczne oszacowane metodami I, II i III.

Związek pomiędzy skumulowanym prawdopodobieństwem uszkodzeń a wartością symptomu diagnostycznego opisany jest równaniem kwadratowym. Zastosowanie metody czwartej (zapropionowanej) do wyznaczania wartości granicznej pozwala na jej korygowanie w kolejnych obserwacjach diagnostycznych w zależności od procesu uszkodzania silnika. Gdy stan niezawodnościowy silnika pogarsza się intensywniej, wówczas oszacowana wartość graniczna sygnalizuje wcześniejsze kwalifikowanie jego do stanu niezdatności niż metoda I i III.

Należy zauważyć, że wartości graniczne oszacowane metodami I, II i III są stałe i nie są powiązane z bieżącym stanem niezawodnościowym silnika. Zapropionowana metoda pozwala na uwzględnianie bieżącego poziomu niezawodności silnika.

5. PODSUMOWANIE

W pracy przedstawiono znane metody szacowania wartości granicznej symptomu diagnostycznego. Metody te, bazują na uzyskanych wynikach z obserwacji, a wyznaczone wartości graniczne mogą być stosowane tylko do obiektów, dla których zostały oszacowane. Ponadto, nie uwzględniają one cech własnych pojedynczego obiektu oraz intensywności procesu uszkodzania, którego intensywność może się zmieniać w zależności od warunków pracy, obciążenia i intensywności eksploatacji itp.

Zapropionowana nowa metoda szacowania wartości granicznej symptomu oparta jest o skumulowane prawdopodobieństwo uszkodzeń. Metoda ta powiązana jest z aktualną i zmieniającą się niezawodnością obiektu podczas eksploatacji.

Przeprowadzone obliczenia szacowania wartości granicznej dla symptomu skutecznej wartości przyspieszeń drgań silnika wykazały, że:

- oszacowane wartości graniczne metodą I, III i IV przy liniowym związku pomiędzy skumulowanym prawdopodobieństwem uszkodzeń a wartością symptomu diagnostycznego są prawie takie same,
- dla silników spalinowych lokomotyw najmniej przydatna okazała się metoda druga oparta o średnią wartość przed awaryjną symptomu, powodując wcześniejsze zakwalifikowanie silnika do stanu niezdatności,
- zapropionowana metoda szacowania wartości granicznej symptomu uwzględniająca aktualny poziom niezawodności silnika, obiektywizuje wartość graniczną symptomu w zależności od intensywności procesu uszkodzania,

- nowa metoda szacowania wartości granicznej, może być stosowana dla obiektów złożonych o dużej liczbie elementów.

Przedstawiona nowa metoda szacowania wartości granicznej symptomu, ze względu na sposób jej wyznaczania (zmiana jej wartości w kolejnych krokach obserwacji) może być nazwana jako dynamiczna metoda szacowania wartości granicznej.

LITERATURA

- [1] Tomaszewski F., Szacowanie wartości granicznej drganiowego symptomu diagnostycznego. XV Konferencja Naukowo-Techniczna Pojazdy Szynowe'2002 nt.: Nowe wyzwania i technologie dla logistyki. Szklarska Poręba 4–7 września 2002. Prace Naukowe Instytutu Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Wrocławskiej, Seria Konferencje nr 26. Tom II, str. 315–324.
- [2] Cempel C.: Diagnostyka wibroakustyczna maszyn. PWN, Warszawa 1989.
- [3] Migdalski J. redakcja: Inżynieria niezawodności. Poradnik. ATR Bydgoszcz, ZETOM Warszawa 1992.
- [4] Tomaszewski F.: Zagadnienia wyznaczania stanu technicznego złożonego obiektu mechanicznego za pomocą sygnału wibroakustycznego. Na przykładzie silnika spalinowego pojazdu szynowego. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, seria Rozprawy Nr 337, 1998.



Dr hab. inż. Franciszek TOMASZEWSKI, prof. PP uzyskał dyplom mgr inż. w zakresie silników spalinowych kolejowych i okrętowych w Politechnice Poznańskiej w 1975 roku. Doktoryzował się w 1987 roku w Politechnice Poznańskiej (mechanika – pojazdy lądowe). Habilitację obronił też na Poli-

technice Poznańskiej w 1998 roku (budowa i eksploatacja maszyn). Od 1975 roku pracuje na Politechnice Poznańskiej, Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu w Instytucie Silników Spalinowych i Transportu. Obecnie jest kierownikiem Zakładu Pojazdów Szynowych. Zainteresowania naukowe dotyczą takich zagadnień jak trwałość i niezawodność, diagnostyka oraz ocena poziomu drgań i hałasu pojazdów szynowych. Głównym kierunkiem działalności naukowej jest diagnostyka wibroakustyczna złożonych obiektów mechanicznych.

NOWA KONCEPCJA MODELU DIAGNOSTYCZNEGO MASZYN OBROTOWYCH

Jerzy TOMASZEWSKI

Ośrodek Badawczo – Rozwojowy Motoreduktorów i Reduktorów „REDOR”
43-300 Bielsko-Biała ul. Piekarska 81
Fax : 48 33 8149180 E-mail : jtomaszewski@ath.bielsko.pl

Streszczenie

W artykule przedstawiono nową koncepcję diagnostycznego modelu maszyn obrotowych. Idea modelu polega na możliwości określania stanu urządzenia poprzez wyznaczone wcześniej na drodze teoretycznej lub doświadczalnej zmiany parametrów stanu. Stan urządzenia określany jest za pomocą funkcji niezawodności. W artykule pokazano sposób wyznaczania parametrów stanu w przypadku zmęczeniowego pęknięcia podstawy zęba

Słowa kluczowe: model, parametr stanu, niezawodność, symptom, pęknięcie zmęczeniowe

NEW CONCEPT OF DIAGNOSTIC MODEL OF ROTATIONAL MACHINES

Summary

In the paper, the new concept of diagnostic model of rotational machines has been presented. The idea of the model consists in a possibility of determination of the device status by means of the parameters- determined in advance upon theoretical or experimental procedure. The method of the determination of state parameters in the case of fatigue crack in gear tooth is explained.

Keywords : diagnostic model, state parameter, reliability, symptom, fatigue crack

1. DOTYCHCZASOWE STOSOWANE MODELE DIAGNOSTYCZNE

Najogólniej mówiąc wg [1], model diagnostyczny obiektu to relacja pomiędzy parametrami sygnałów diagnostycznych i jego stanami. Istnieje wiele pozycji literatury opisujących modele diagnostyczne, w zależności od rodzaju rozpatrywanej maszyny. Głównymi powszechnie stosowanymi modelami diagnostycznymi są [1] :

1. Parametry sygnałów-parametry stanu. Inaczej mówiąc pomiędzy parametrami sygnału i parametrami stanu istnieją określone zależności, na przykład funkcje.
2. Parametry stanu – parametry sygnałów. Model diagnostyczny obiektu przedstawia odwzorowanie zbioru parametrów sygnału (diagnostycznych) w zbiór parametrów stanu, za pomocą pewnej reguły. Oznacza to, że pomiędzy parametrami stanu i parametrami sygnałów istnieją określone zależności, na przykład opisane zbiorem równań liniowych.

Przedstawione wcześniej diagnostyczne modele maszyny mają wspólną cechę którą jest zależność między parametrami stanu a sygnałem diagnostycznym.. Bez względu od przyjętego modelu diagnostycznego, konieczna jest znajomość zależności pomiędzy parametrami stanu obiektu a

parametrami diagnostycznymi. Zależności te z reguły wyznacza się doświadczalnie, analizując historię eksploatacji lub wykonując eksperymenty diagnostyczne. Przyjmuje się że podstawowymi normatywami niezbędnymi w procesie racjonalnego obsługiwanie obiektów technicznych muszą być [1] :

- a) Normatywy początkowe x_p , y_p odpowiadają nowym obiektom znajdującym się w stanie zdatności lub obiektom po naprawie lub regulacji
- b) Normatywy dopuszczalne x_d , y_d są normatywami, na których opiera się system dynamicznej eksploatacji obiektów technicznych. Na podstawie znajomości wartości tych parametrów jest stawiana diagnoza o stanie obiektu i są podejmowane
- c) Normatywy graniczne x_0 , y_0 odpowiadają stanowi obiektu, przy których dalsza jego eksploatacja staje się niemożliwa lub niecelowa ze względów technicznych lub ekonomicznych

Dotychczasowe zrealizowane prace [2,3,4] pokazały, że wyznaczenie koniecznych parametrów wymaga każdorazowo dla konkretnego obiektu przeprowadzenia bardzo czasochłonnych badań eksploatacyjnych.

2. NOWA KONCEPCJA BUDOWY MODELU DIAGNOSTYCZNEGO

Spośród zbioru parametrów stanu $X=\{x_m\}$ wybieramy tylko następujące stany :

- długość pęknięcia zmęczeniowego zęba koła przekładni zębatej,
- narastanie powierzchni zmęczeniowego uszkodzenia bocznej powierzchni zęba pittingiem lub spallingiem,
- powierzchnia uszkodzenia w wyniku procesów zatarcia ,
- wielkość zużycia ściernego par kinematycznych
- fretting
- powierzchnie zużycia odkształceniowego których przyczynami są : rozwalcowywanie z rozmazywaniem, odkształcenia plastyczne (niskotemperaturowe) występujące w okolicy średnicy tocznej, marszczenie (falowanie), odkształcenie plastyczne wysokotemperaturowe

Przyjmujemy że stany te są wystarczające do określenia stanu obiektu.

Ponadto zakładamy że parametry stanu mają następujące własności :

- $X(t)$ jest stochastycznym procesem losowym o rozkładzie Gaussowskim, który jest określany przez wartość średnią i wariancję,
- $X(t)$ jest odcinkami stochastycznym procesem Markowa,

Średnia wartość zmian parametru stanu określona jest stochastycznym równaniem różniczkowe postaci :

$$\frac{dX(t)}{dt} = f(\sigma, X, l) \quad (1)$$

gdzie: σ - naprężenia od sił zewnętrznych i reszkowych, l – funkcja logistyczna (antropotechniczna)

Interpretacja parametru stanu wynika wprost z koncepcji C. Cempla [5] tzw. procesora energetycznego, oraz koncepcja system-środowisko M. Dobry [6]. W wyniku narastania procesów degradacyjnych, część energii doprowadzonej do systemu ΔE_{we} jest akumulowana w uszkodzeniu ΔE_d . Koncepcja ta zakłada, że energia na sposób pracy jest tracona w systemie, czego wynikiem jest zmiana w czasie mierzalnej wielkości nazwanej parametrem stanu. Symbolicznie zależność tą określić można równaniem :

$$\Delta E_d = W[X(t)] \quad (2)$$

gdzie:

W - praca zależna od zbioru parametrów stanu $X(t)$. Przyjmuje się również założenie o niezależności procesów stochastycznych parametrów stanu $x_1(t), x_2(t) \dots x_m(t)$ tj. spełniona jest relacja [7] :

$$P\left[x_1(t) \leq x_1^m, \dots, x_m(t) \leq x_m^m\right] = P\left[x_1(t) \leq x_1^m, \dots, x_m(t) \leq x_m^m\right] \cdot (3)$$

$$\cdot P\left[x_m(t) \leq x_m^m, \dots, x_m(t) \leq x_m^m\right]$$

Mając zdefiniowany zbiór parametrów stanu i warunek niezależności (3), można zdefiniować funkcję niezawodności.

Wyznaczenie funkcji niezawodności dla przekładni nierozłącznie wiąże się z przyjęciem założenia, że w procesie eksploatacyjnym prowadzone jest monitorowanie wartości parametrów stanu poszczególnych węzłów kinematycznych. W takim przypadku relacja określająca funkcję niezawodności jest następująca:

$$R(t) = \left[1 - \max \left[\begin{array}{l} P\left[X_1(t) \leq X_1^{Gr}\right] \\ \dots \dots \dots \\ P\left[X_m(t) \leq X_m^{Gr}\right] \end{array} \right] \right]^{E_{we} - E_{st} - E_u \leq E_{dśś}} \quad (4)$$

gdzie: $P[\dots]$ -prawdopodobieństwo warunkowe, X_m^{Gr} - dopuszczalne wartości progowe parametrów stanu. Pierwszy człon określa nam pośrednio warunek kumulacji energii strat, natomiast drugi warunek zapewnia zasadę ochrony środowiska, sformułowaną przez M. Dobry [6] która brzmi : „Optymalny metasystem (Procesor Energii – Środowisko), to metasystem zapewniający minimalny przepływ (strumień) energii do środowiska, przy jednoczesnym skonsumowaniu wewnątrz systemu maksymalnej ilości energii do niego wprowadzone”.

W praktyce, pomiar bezpośredni zmian parametrów stanu poszczególnych węzłów jest trudny i bardzo kosztowny. Jeśli koszt systemu pomiarowego parametrów stanu przekracza pewną graniczną wartość K_p , to w takim przypadku przyjmują się symptom diagnostyczny odwzorowujący zmiany wartości parametru stanu wg zależności :

$$s(t) = S \cdot X(t) + v(t) \quad (5)$$

gdzie : S – macierz symptomu, $v(t)$ – zakłócenia pomiarowe. Drugim ważnym założeniem jest to że wybieramy tylko parametry diagnostyczne (symptomy diagnostyczne) liniowo zależne w sensie funkcji korelacji od parametrów stanu. Na obecnym etapie rozwoju środków i metod pomiarowych, ze względu na koszty, jedynie diagnostyka symptomowa ma ekonomiczną rację zastosowania jej do wyznaczania funkcji niezawodności przekładni. Wprowadzenie dodatkowego równania (5) w celu wyznaczenia parametrów stanu, znacznie pogarsza trafność prognozy. Spowodowane jest to faktem, że symptom jest też procesem losowym, co w konsekwencji spowoduje zwiększenie rozrzutu wartości średnich parametrów stanu. Ponadto dość dobrze są opracowane metody rozwiązania równań stochastycznych liniowych, natomiast bardzo duże trudności występują w przypadku równań nieliniowych. Aby doprowadzić stochastyczny układ (1) do postaci liniowej, należy rozłożyć w szereg Taylora wokół wybranych wartości X_0, σ_0, l_0 wówczas równanie (1) przyjmie postać :

$$\frac{dX}{dt} = F(t) \cdot \Delta X + G(t) \cdot \Delta \sigma + C(t) \cdot \Delta l \quad (6)$$

gdzie:

$$F(t) = \frac{\partial f}{\partial X_0}, \quad G(t) = \frac{\partial f}{\partial \sigma_0}, \quad C(t) = \frac{\partial f}{\partial l_0}$$

Zakładamy że funkcja naprężeń $\sigma(t)$ ma postać deterministyczną, natomiast wektor logistyczny $l(t)$ jest białym szumem Gaussowskim. Model (5) można przedstawić w formie dyskretnej [7]:

$$X(k+1, k) = \Phi(k+1, k) \cdot X(k) + \Gamma(k+1, k) \cdot l(k) + \Psi(k+1, k) \cdot \sigma(k) \quad (7)$$

Ponieważ z założenia wynika że proces $X(t)$ jest procesem Gaussa-Markowa, to do określenia warunkowej funkcji gęstości procesu konieczna jest znajomość wartości średniej i wariancji w czasie t jego trwania.

Wartość średnią wyznacza się z rekurencyjnego wzoru [8]

$$\overline{x(k+1)} = \Phi(k+1, k) \cdot \overline{x(k)} + \Gamma(k+1, k) \cdot \overline{l(k)} + \Psi(k+1, k) \cdot \overline{\sigma(k)} \quad (8)$$

natomiast funkcję kowariancji z zależności:

$$P(k+1) = \Phi(k+1, k) \cdot P(k) \cdot \Phi^T(k+1, k) + \Gamma(k+1, k) \cdot Q(k) \cdot \Gamma^T(k+1, k) \quad (9)$$

Wyznaczając tylko wartość średnią w czasie $t=0$ parametru stanu $X(0)$ i kowariancję $P(0)$ oraz przyjmując wartość funkcji kowariancji dla szumu białego postaci $Q(k)$, można wyznaczyć w dowolnej chwili czasowej $t = k \cdot T$ wartość średnią parametru stanu $X(k)$ z wzoru (8) i funkcję kowariancji $P(k)$ z wzoru (9). Funkcja gęstości procesu przyjmie postać:

$$f(x) = \frac{1}{\sqrt{(2 \cdot \pi)^n \cdot |P|}} \cdot \exp \left[-\frac{1}{2} \cdot (X - \overline{X})^T \cdot P^{-1} \cdot (X - \overline{X}) \right] \quad (9)$$

Znając funkcję gęstości można wyznaczyć poszukiwane prawdopodobieństwo warunkowe wektora $X(t) \leq X_{gr}$ wchodzącego w skład wzoru na funkcję niezawodności (3). Przedstawiona koncepcja wyznaczania funkcji niezawodności obiektu wymaga wykonania wielu doświadczalnych prac w zakresie wyznaczania pewnych symptomów, liniowo zależnych od wartości parametru stanu. Dotychczas znaleziono symptomy drganiowe pozwalające wyznaczyć rozwój pęknięcia zmęczeniowego zęba przekładni i rozwój pittingu i spallingu

3. PARAMETR STANU DLA PĘKNIĘĆ ZMĘCZENIOWYCH

Parametrem stanu w przypadku pęknięcia zmęczeniowego podstawy zęba jest jego długość, którą można wyznaczyć przy zastosowaniu równania Nasgro 2/3 [8]:

$$\frac{da}{dN_f} = C \left(\frac{(1-f)}{(1-R)} \Delta K_I \right)^n \frac{\left(1 - \frac{\Delta K_{th}}{\Delta K_I} \right)^p}{\left(1 - \frac{K_{max}}{K_C} \right)^q} \quad (10)$$

gdzie: ΔK – współczynnik intensywności naprężeń, R – współczynnik asymetrii cyklu, ΔK_{th} – progowy współczynnik intensywności naprężeń, K_C – krytyczny współczynnik intensywności naprężeń, C – stała materiałowa, n , p – wykładniki zależne od materiału.

Współczynnik intensywności naprężeń ΔK określa się z zależności:

$$\Delta K = K_{max} \cdot (1-R) \quad (11)$$

Natomiast K_{max} określa zależność:

$$K_{max} = K_{eff} = \sqrt{(K_I + |K_{III}|)^2 + 2 \cdot K_{II}^2} \quad (12)$$

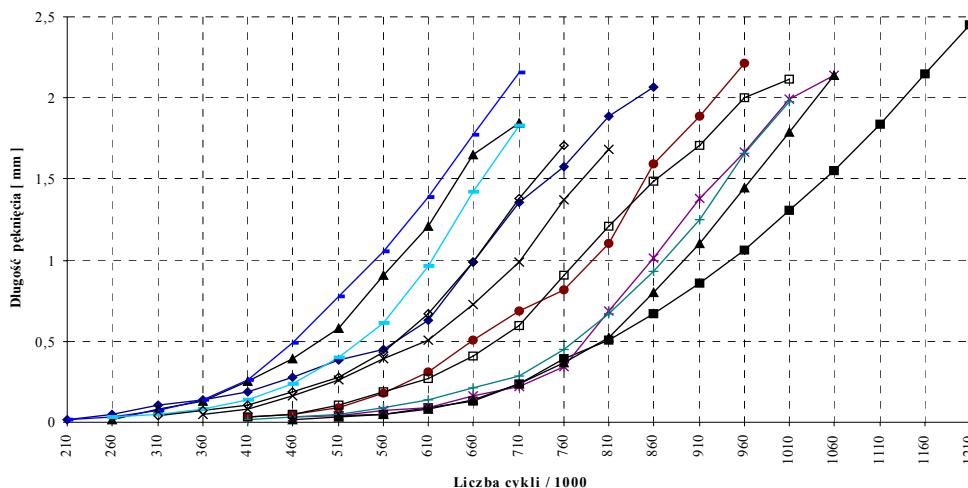
gdzie: K_I, II, III – współczynniki intensywności naprężeń dla obciążeń I, II, III rodzaju..

Do obliczeń propagacji pęknięcia zmęczeniowego przyjęto parametry konstrukcyjne i kinematyczne kół przekładni walcowej o zębach prostych pracującej w stanowisku mocy zamkniętej. Parametry te zestawiono w tabeli 1.

Tabela 1. Parametry konstrukcyjne kół

Rodzaj koła	Ilość zębów	Moduł mm	Kąt zarysu α	Korekcyja x	Szerokość kół
zębnik	27	4	20 ⁰	0,0	16
koło	35	4	20 ⁰	0,2574	20

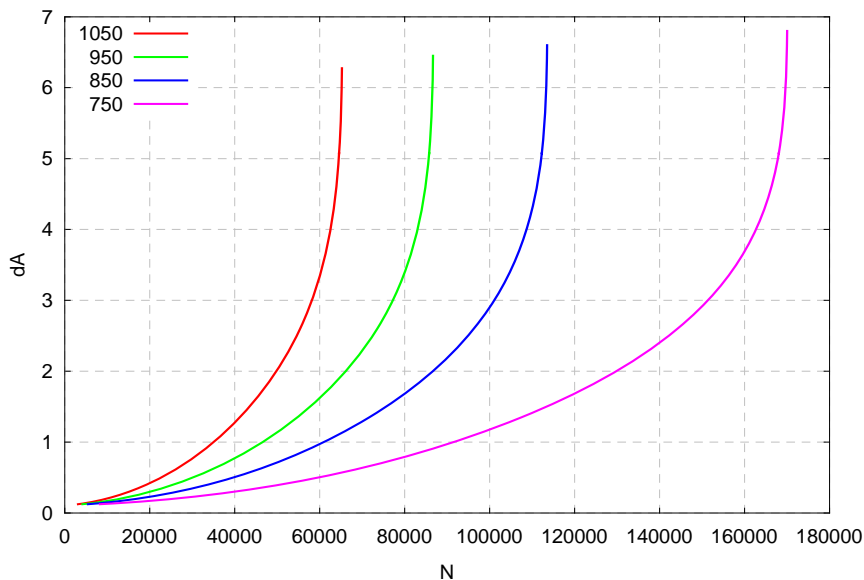
Koła wykonane były ze stali 17 HNM (jej odpowiednikiem w przybliżeniu jest stal 4330 wg normy AGMA), nawęglane i hartowane do twardości 58 ± 2 HRC. Klasa wykonania kół 6. Krzywa przejściowa bez protuberancji.



Rys.3. Rozwój pęknięcia zmęczeniowego podstawy zęba dla stali 18 HGT podczas eksperymentu na pulsatorze

Dane materiałowe wykorzystywane w niniejszej pracy zaczerpnięto z bazy danych firmy NASGRO/FLAGRO (www.nasa.com). Na rys.1 przedstawiono symulowany przebieg długości pęknięcia w funkcji liczby cykli dla różnych poziomów obciążenia tylko dla zakresu propagacji

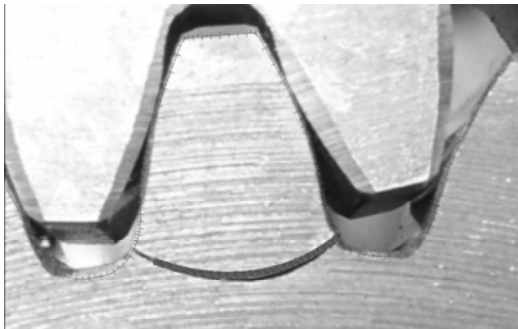
pęknięcia i przy założeniu pęknięcia początkowego $a_0 = 0.1 \text{ mm}$ (zgodnie z wymaganiami programu Beasy). Obliczenia przeprowadzono przy użyciu oprogramowania Beasy.



Rys.1. Przyrost pęknięcia w funkcji liczby cykli

Na rysunku 2 pokazano ścieżkę propagacji pęknięcia obliczoną i uzyskaną w rzeczywistych warunkach. Pęknięcie zmęczeniowe podstawy zęba jest procesem losowym. Na poparcie tej tezy na rysunku 3 pokazano rozwój pęknięcia zmęczeniowego, uzyskany dla tego samego koła próbki, lecz dla kolejnych 12 zębów poddanych na pulsatorze procesowi odzerowego zginania. Analiza uzyskanych wyników

pokazuje, że zarówno proces pęknięcia, jak i ścieżki rozchodzenia się pęknięcia są to procesy losowe. Średnia wartość pęknięcia, jak wykazano w [8] ściśle odpowiada wynikom uzyskanym z symulacji rozwoju pęknięcia, przy zastosowaniu programu Beasy.



Rys.2. Porównanie ścieżek pęknięcia

Wariancję rozrzutu długości pęknięcia, dla liczby cykli odpowiadającej średniemu pęknięciu wynoszącemu 0,2 mm otrzymać można z wyników uzyskanych podczas eksperymentu na pulsatorze. Metodę wyznaczania wartości rozrzutu pokazano w [7] i dla wyników pokazanych na rys.4, wartość ta wynosi $s^2 = 1,537 \cdot 10^{-7}$. Wartości progowe parametrów stanu są w przypadku pęknięć zmęczeniowych równe krytyczną długością pęknięcia.

W tabeli 2 zestawiono progowe wartości parametrów stanu w zależności od naprężeń zginających w podstawie zęba.

Tabela 2. Wartości progowe parametrów stanu

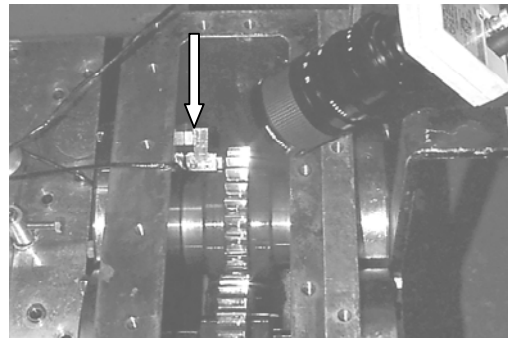
Naprężenie [Mpa]	750	850	950	1050
Próg parametru stanu [mm]	6,8	6,6	6,4	6,2

Koncepcja wyznaczania funkcji niezawodności obiektu, opiera się na znajomości średnich wartości parametrów stanu w procesie eksploatacyjnym. Załóżmy że w pewnej chwili t_a czasu eksploatacji symptom diagnostyczny otrzymany z procesu monitorowania wskazał na pojawienie się pewnej wartości początkowej parametru stanu x_p . Wartość początkowa parametru stanu ściśle związana jest z tzw. rozdzielczością symptomu. Rozumie się ją tutaj jako najmniejszą wartość parametru stanu która spowodowała istotną ze względów pomiarowych zmianę symptomu diagnostycznego. Jeśli przyjmujemy że symptom jest jednoznaczny i stabilny, zgodnie z definicją podaną w [1], to znając współczynnik kalibracji symptomu określony zależnością :

$$S_k = \frac{x}{s} \quad (13)$$

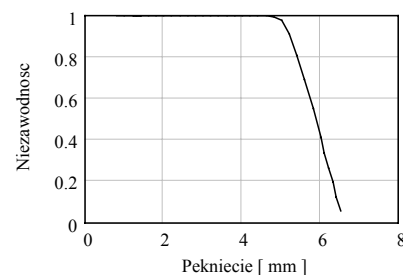
gdzie: x - wartość parametru stanu, s - wartość symptomu, możemy określić jednoznacznie wartość początkową wektora stanu x_p .

Na rysunku 4 pokazano magnetyczny czujnik pozwalający jednoznacznie z rozdzielczością 0.8 mm, wykryć pęknięcie zmęczeniowe w podstawie zęba.



Rys.4. Magnetyczny czujnik do wykrywania pęknięć zmęczeniowych

Mając wyznaczoną wartość wariancji, można wyznaczyć funkcję gęstości rozkładu pęknięcia, dla średniej jego długości, co pozwala wyznaczyć prawdopodobieństwo, że średnia długość pęknięcia nie przekroczy wartości progowej, czyli inaczej określić wartość funkcji niezawodności. Na rysunku 5 pokazano zmianę wartości funkcji niezawodności w stosunku do długości pęknięcia zmęczeniowego.



Rys.5. Przebieg zmian funkcji niezawodności podczas pęknięcia zmęczeniowego.

4. WNIOSKI

Zaproponowany model diagnostyczny umożliwia diagnozowanie stanu urządzenia, oraz przewidywanie resztkowego jego czasu pracy. Podany przykład pokazuje, że zmiany parametrów stanu, w przypadku pęknięć zmęczeniowych można wyznaczać obliczeniowo, jak również można obliczeniowo wyznaczać wartości progowe, dla każdej przekładni zębatej.

LITERATURA

- [1] Niziński S., Michalski R.: *Diagnostyka Obiektów Technicznych*. Biblioteka Problemów Eksploatacji ITE, Radom 2002
- [2] Alattass M., Mahfoudh J., Remond D., Play D.: *Experimental Study of Fault Influence on Vibration and Noise Measurements in a Gear Transmission Mechanism*. Proceedings of International Gearing Conference. MEP London, 1994 pp. 469-474

- [3] Bartelmus W.: *Application of some vibration estimates to gear condition assessment*. Raport techniczny 616. Politechnika Śląska, Gliwice 1979
- [4] Bendat J.S., Piersol A.G.: *Primenenia Korelacionnogo i Spiektralnogo Analiza*. Izd. Mir. Moskva, 1983
- [5] Cempel C.: *Energy Dissipation in Mechanical Systems its Description and control*. Int. Workshop Dyn. And Prod. Autom. Szczecin, April 1995, pp 139-151
- [6] Dobry M.W : *Optymalizacja przepływu energii w systemie człowiek-narzędzie-podłoże (CPN)*. Rozprawy nr.330, Politechnika Poznańska, Poznań 1998.
- [7] Tomaszewski J.: *Komputerowy system diagnostyki przekładni zębatych*. Rozprawa doktorska. Politechnika Warszawska, Warszawa 1998
- [8] Rysiński J.: *Ocena trwałości i wytrzymałości zmęczeniowej na złamanie zęba prostego walcowego koła zębatego*. Rozprawa doktorska. ATH w Bielsku-Białej, 2003 r.

Praca wykonana w ramach projektu badawczego 5 T 07C 01023 finansowanego przez KBN w latach 2003-2004



Dr inż. Jerzy Tomaszewski
adiunkt, pracownik OBR
„Redor” w Bielsku-Białej.
Liczne publikacje i ekspertyzy
naukowe w zakresie
diagnostyki urzędów
przemysłowych, szczególnie
przekładni zębatych ogólnego
przeznaczenia

PROBLEMY ROZPOZNAWANIA STANU MASZYN

Henryk TYLICKI

Akademia Techniczno – Rolnicza w Bydgoszczy
Wydział Mechaniczny, 85-796 Bydgoszcz, ul. Kaliskiego 7.
Tel. (++) (052) 340 82 83, e-mail: tylicki@atr.bydgoszcz.pl

Streszczenie

Opracowanie zawiera metodykę wyznaczania optymalnych procedur rozpoznawania stanu maszyn (diagnozowanie, prognozowanie, generowanie). Na podstawie badań zaproponowano niektóre elementy rozwiązania zadania optymalizacyjnego.

Słowa kluczowe: diagnostyka techniczna, diagnozowanie, prognozowanie i genezowanie stanu maszyn, optymalizacja procesu rozpoznawania stanu.

THE PROBLEMS OF MACHINES STATE RECOGNIZING

Summary

Study contains the methodology of marking the optimum procedures of machine state recognizing (diagnosis, forecasting, genesis). The investigations on the ground were proposed some units of solution of optimization task.

Keywords: technical diagnostics, diagnosis, forecasting and genesis of machines state, optimization of recognizing process of machines state.

1. WPROWADZENIE

Proces rozpoznawania stanu technicznego maszyn, w wyniku którego wyznacza się program diagnostyczny, termin i zakres obsługi oraz ustala przyczynę wystąpienia stanu w chwili badania maszyn jest niezbędnym warunkiem poprawnego funkcjonowania ich systemu eksploatacji. Użytkownik, na podstawie informacji diagnostycznej, tworzy informację sterującą utrzymania maszyny w stanie zdadności.

Niezbędnym elementem takiego sterowania jest algorytm sterowania, zawierający procedury wyznaczania programu diagnostycznego, terminu i zakresu obsługi maszyny oraz genezy stanu w chwili badania. Czynione są próby opracowania takich procedur, na podstawie których możliwe byłoby wyznaczanie optymalnego programu diagnostycznego, optymalnego terminu i zakresu obsługi maszyny oraz ustalenia przyczyn wystąpienia stanu w chwili badania maszyn. Sposoby ich wyznaczania, problemy z tym związane oraz propozycje ich rozwiązania przedstawia się w niniejszym opracowaniu.

2. CHARAKTERYSTYKA ZAGADNIENIA

Problem opracowania diagnozy, prognozy i genezy stanu maszyn istotny jest zarówno na etapie opracowywania jej konstrukcji, produkcji i eksploatacji maszyny. Głównymi problemami pojawiają-

cymi się przy rozwiązaniu zadania rozpoznawania stanu maszyn są więc:

- sformułowanie celu diagnozowania, prognozowania i genezowania stanu maszyny;
- zmiana stanu maszyny w czasie eksploatacji;
- opis stanu maszyny za pomocą cech stanu oraz zależność pomiędzy cechami stanu i sygnałów diagnostycznych;
- rozwiązanie zadania diagnozowania stanu
- rozwiązanie zadania prognozowania stanu
- rozwiązanie zadania genezowania stanu.

Stan maszyny $W(\Theta_n)$ w chwili czasu Θ_n można scharakteryzować za pomocą zbioru wartości symptomów $s_j(\Theta)$; e_j, \dots, m [1,4].

Maszyna w chwili Θ_n znajduje się w stanie zdadności S^0 , gdy spełniony jest warunek (zadanie diagnozowania stanu):

$$W(\Theta_n) = W^0 \Leftrightarrow \forall (j=1, \dots, m) \quad (1)$$

$$[\{s_{j,d}\} \leq \{s_j(\Theta_n)\} \leq \{s_{j,g}\}]$$

gdzie: $\{s_{j,d}\}$, $\{s_{j,g}\}$ - zbiory dolnych i górnych wartości granicznych symptomów.

Analogicznie można sformułować warunek zdadności w chwili $\Theta_{n+\tau_1}$ (zadanie prognozowania stanu) [3]:

$$W(\Theta_{n+\tau_1}) = W^0 \Leftrightarrow \forall (j=1, \dots, m) \quad (2)$$

$$[\{s_{j,d}\} \leq \{s_j(\Theta_{n+\tau_1})\} \leq \{s_{j,g}\}]$$

przy czym elementy zbioru $\{s_j(\Theta_{n+\tau_1})\}$ są nieznanymi i stąd konieczność ich przewidywania w założonym przedziale czasu τ_1 . Wielkość τ_1 oznacza przedział

czasu, dla którego realizowany jest proces prognozowania (wielkość τ_1 nazywa się także wyprzedzeniem lub „horyzontem czasowym prognozy”).

W ujęciu tym ocenę czasu przejścia maszyny w stan niezdatności wyznaczają wyniki prognoz parametrów diagnostycznych $\{s_j(\Theta_{n+\tau_1})\}$, sygnalizujące przekroczenie wartości granicznych.

Podobne można sformułować warunek zdatności w chwili $\Theta_{n-\tau_2}$ (zadanie generowania stanu):

$$W(\Theta_{n-\tau_2}) = W^0 \Leftrightarrow \forall (j=1, \dots, m) \quad (3)$$

$$[\{s_{j,d}\} \leq \{s_j(\Theta_{n-\tau_2})\} \leq \{s_{j,g}\}]$$

przy czym elementy zbioru $\{s_j(\Theta_{n-\tau_2})\}$ mogą być nieznanne i stąd konieczność ich przewidywania w założonym przedziale czasu τ_2 . Wielkość τ_2 oznacza przedział czasu, dla którego realizowany jest proces genezowania (wielkość τ nazywa się „horyzontem czasowym genezy”).

W ujęciu tym ocenę czasu przejścia maszyny w stan niezdatności wyznaczają wyniki genez symptomów $\{s_j(\Theta_{n-\tau})\}$, sygnalizujące przekroczenie wartości granicznych.

Głównymi problemami pojawiającymi się przy rozwiązaniu tak ujętego zadania prognostycznego jest:

- wybór „najlepszych” symptomów opisujących aktualny stan i jego zmianę w czasie eksploatacji maszyny;
- wyznaczenie programu diagnostycznego;
- wyznaczenie wartości prognozowanej symptomu po czasie horyzontu prognozy τ , $s_{jp}(\Theta_b+\tau)$ za pomocą „najlepszej” metody prognozowania i wyznaczenie terminu kolejnego obsługiwania Θ_o .
- wyznaczenie wartości genezowanej symptomu po czasie horyzontu genezy τ_2 , $s_{jp}(\Theta_b+\tau_2)$ za pomocą „najlepszej” metody genezowania i oszacowanie stanu maszyny lub wartości wykonanej przez nią w przeszłości pracy.

Użyte powyżej pojęcie „najlepsze” wiąże się z przyjęciem odpowiednich kryteriów i rozpatrzenie tych problemów w kategoriach poszukiwania rozwiązania optymalnego. Formułując zadanie optymalizacyjne posługuje najczęściej się wieloma kryteriami oceny, co wymaga rozpatrzenie tych problemów w kategoriach rozwiązania poliptymalnego.

3. WYZNACZANIE OPTYMALNYCH PROCEDUR ROZPOZNAWANIA STANU MASZYN

Formułując zadanie optymalizacyjne trudno jest określić jedną skalarną funkcję jakości F , bowiem rozwiązania dopuszczalne X (metody wyboru symptomów, metody wyznaczania programów diagnostycznych i metody prognozowania) mogą mieć wiele różnych właściwości, których wartości świadczą o jakości rozwiązania. Stąd też zachodzi konieczność sformułowania w tym przypadku za-

dania optymalizacyjnego z wieloma (np. N) wskaźnikami jakości w postaci funkcji kryterium $F : X \rightarrow R^N$.

Wówczas zadanie optymalizacyjne wyznaczania procedur rozpoznawania stanu maszyn przedstawia się jako trójka zadań poliptymalizacji:

$$(X_1, F_1, \Phi_1), (X_2, F_2, \Phi_2),$$

$$(X_3, F_3, \Phi_3), (X_4, F_4, \Phi_4). \quad (4)$$

$X_1 = \{x_{1,1}, \dots, x_{1,k}\}$ – zbiór metod wyboru symptomów;

$X_2 = \{x_{2,1}, \dots, x_{2,m}\}$ – zbiór metod budowy programów diagnostycznych;

$X_3 = \{x_{3,1}, \dots, x_{3,n}\}$ – zbiór metod prognozowania;

$X_4 = \{x_{4,1}, \dots, x_{4,r}\}$ – zbiór metod genezowania;

Oraz:

F_1 – funkcja kryterialna wyboru symptomów:
 $F_1: X_1 \Rightarrow R^2$, $F_1(X_1) = (f_{1,1}(X_1), f_{1,2}(X_1))$
o preferencji: $F_1(X_1): (\max, \max)$;

F_2 – funkcja kryterialna wyboru budowy programów diagnostycznych: $F_2: X_2 \Rightarrow R^2$,
 $F_2(X_2) = (f_{2,1}(X_2), f_{2,2}(X_2))$ o preferencji:
 $F_2(X_2): (\min, \min)$;

F_3 – funkcja kryterialna wyboru metod prognozowania: $F_3: X_3 \Rightarrow R^2$,
 $F_3(X_3) = (f_{3,1}(X_3), f_{3,2}(X_3))$ o preferencji:
 $F_3(X_3): (\min, \min)$;

F_4 – funkcja kryterialna wyboru metod prognozowania: $F_4: X_4 \Rightarrow R^2$ $F_4(X_4) = (f_{4,1}(X_4), f_{4,2}(X_4))$ o preferencji:
 $F_4(X_4): (\min, \min)$;

gdzie np.:

$f_{1,1}$ – kryterium zmienności symptomu,

$f_{1,2}$ – kryterium skorelowania symptomu ze stanem technicznym maszyny,

$f_{2,1}$ – kryterium spadku skuteczności informacyjnej,

$f_{2,2}$ – kryterium spadku skuteczności probabilistycznej,

$f_{3,1}$ – kryterium rozbieżności przeciętnego względnego błędu prognozy – zespół miar Theila,

$f_{3,2}$ – promień przedziału błędu prognozy,

$f_{4,1}$ – kryterium rozbieżności przeciętnego względnego błędu genezy – zmodyfikowany zespół miar Theila,

$f_{4,2}$ – promień przedziału błędu genezy.

a także:

Φ_1 – relacja dominowania zadania optymalizacyjnego określenia zbioru symptomów;

Φ_2 – relacja dominowania zadania optymalizacyjnego wyboru metody budowy programu diagnostycznego;

Φ_3 – relacja dominowania zadania optymalizacyjnego wyboru metody prognozowania;

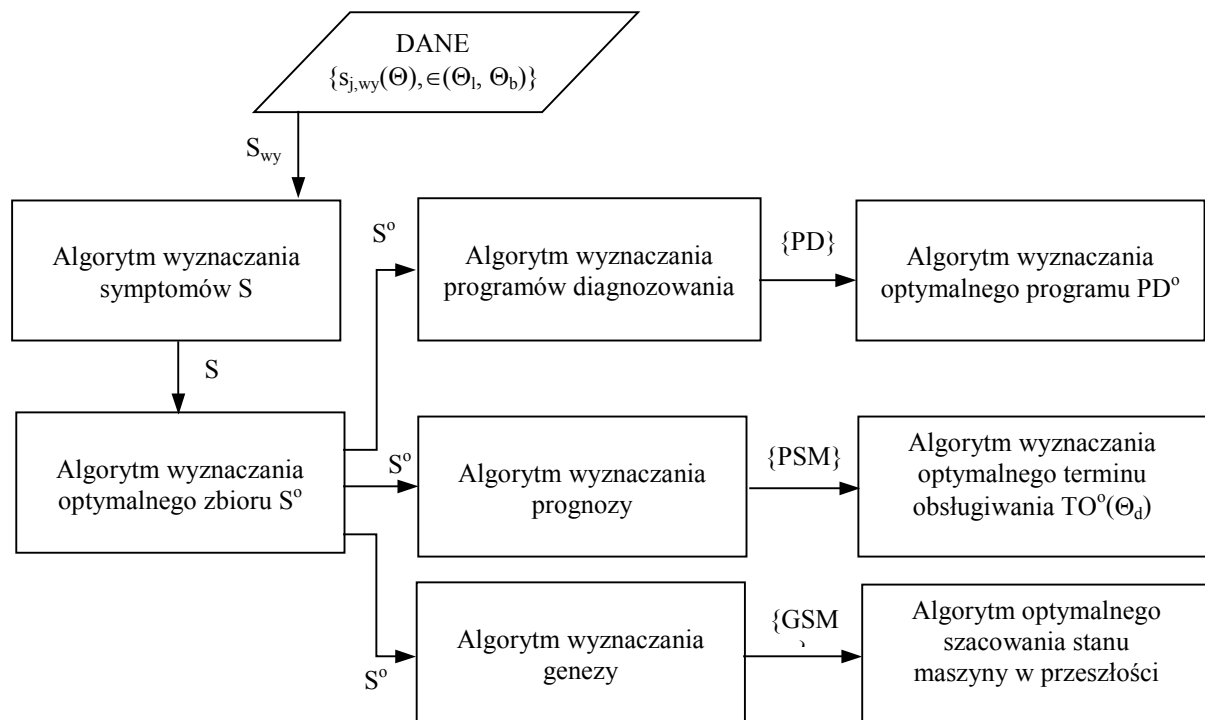
Φ_4 – relacja dominowania zadania optymalizacyjnego wyboru metody genezowania.

4. ALGORYTM WYZNACZANIA PROCEDUR ROZPOZNAWANIA STANU MASZYN

Algorytm metodyki wyznaczania optymalnego zbioru symptomów, optymalnego programu diagnostycznego, optymalnej metody prognozowania i optymalnej metody genezowania (rys.1) zawiera następujące etapy:

- wyznaczenie optymalnego symptomów dla przedstawionych metod wyboru;
- wyznaczenie programu diagnostycznego według przedstawionych metod budowy programów diagnostycznych;

- wyznaczenie prognozy według przedstawionych metod prognozowania;
- wyznaczenie optymalnego programu diagnostycznego według przedstawionych metod budowy programów;
- wyznaczenie optymalnej metody prognozowania i optymalnego terminu i zakresu obsługi maszyn.
- wyznaczenie optymalnej metody genezowania i oszacowanie stanu maszyny lub wartości wykonanej przez nią w przeszłości pracy.



Rys.1. Schemat wyznaczania procedur rozpoznawania stanu maszyn

5. PODSUMOWANIE

Rozpatrując problematykę budowy procedur rozpoznawania jako ogólnej części ogólnej teorii procesu eksploatacji maszyn, należy zwrócić uwagę na czynniki warunkujące jej rozwój. Będą to warunki istnienia :

- zainteresowania służb logistycznych rozpoznawania stanu maszyn;
- odpowiedniej bazy merytorycznej dla podejmowania takich zadań;
- odpowiednich środków technicznych zabezpieczających ich realizację;
- odpowiedniej przygotowanej kadry specjalistów mogących w sposób właściwy podejmować takie zadania.

Przedstawiona w opracowaniu metodyka budowy procedur rozpoznawania stanu maszyn w aspekcie wyznaczania programów diagnostycznych, wartości prognozowanej symptomów opisujących zmianę stanu technicznego maszyn w czasie

eksploatacji i wyznaczania terminu obsługi maszyn oraz szacowania stanu maszyn w przeszłości może być wykorzystywana do budowy oprogramowania pokładowych i stacjonarnych systemów diagnostycznych monitorujących pracę maszyn. Należy także zwrócić uwagę, że proces budowy procedur rozpoznawania stanu maszyn wiąże się z przetwarzaniem dużej ilości danych pomiarowych, jak również złożonymi operacjami numerycznymi związanymi z aproksymacją, modelowaniem, czy też predykcją szeregów czasowych w przypadku prognozowania. Nieodzowne jest więc komputerowe wspomaganie tego procesu w oparciu o odpowiednie oprogramowanie, umożliwiające interaktywny dostęp do procedur bibliotecznych za pośrednictwem języka poleceń zbliżonego do konwencjonalnej notacji matematycznej. Wymaga to oczywiście odpowiednich badań i budowy algorytmów niezbędnych do opracowania oprogramowania i wymagań sprzętowych systemów diagnostycznych.

Artykuł powstał w wyniku realizacji projektu badawczego nr 4 T07B 033 26.

LITERATURA

1. Batko W.: Metody syntezy diagnoz predykcyjnych w diagnostyce technicznej. Mechanika, z. 4. Zeszyty Naukowe AGH, Kraków 1984.
2. Tylicki H.: Optymalizacja procesu prognozowania stanu technicznego pojazdów mechanicznych. Wydawnictwa Uczelniane ATR, Bydgoszcz 1998.
3. Tylicki H., Żółtowski B.: Niezawodnościowo – diagnostyczne aspekty wyznaczania terminu kolejnego obsługiwanego. Materiały XXVII Zimowej Szkoły Niezawodności, Szczyrk 1999, t.2, 155-161.
4. Żółtowski B.: Podstawy diagnostyki maszyn. Wydawnictwa Uczelniane ATR, Bydgoszcz 1997.



Dr hab. inż. Henryk TYLICKI, prof. nadzw. ATR w działalności naukowej zajmuje się problemami diagnostyki technicznej, eksploatacji maszyn i optymalizacją systemów transportowych. Ma w swoim dorobku ponad 150 publikacji, w tym 6 pozycji książkowych (własne i współautorskie), 50 publikacji naukowych, 96 publikacji naukowo-technicznych i konferencyjnych. Jest członkiem Polskiego Towarzystwa Diagnostyki Technicznej i Polskiego Towarzystwa Bezpieczeństwa i Niezawodności oraz członkiem Zespołu Diagnostyki SPE KBM PAN. Jest także członkiem Zespołu Środowiskowego SPE KBM PAN oraz członkiem Oddziału PAN w Lublinie. Wypromował kilkadziesiąt absolwentów studiów magisterskich i inżynierskich oraz recenzuje prace naukowo-badawcze, promocyjne, a także dorobek naukowy. Współpracuje z ośrodkami naukowymi (AGH, Wojskowa Akademia Techniczna, Politechnika Śląska, Politechnika Poznańska, Akademia Rolnicza w Lublinie). Odpoczywając zajmuje się sportem (tenis ziemny, żeglarstwo, narty) i czyta literaturę piękną.

THE USE AND CHALLENGE OF MODAL ANALYSIS IN DIAGNOSTICS

Tadeusz UHL

Katedra Robotyki i Dynamiki Maszyn, Akademia Górniczo – Hutnicza w Krakowie
Al. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków, Poland, tel/fax; +48 12 6343505, e-mail: tuhl@agh.edu.pl

Streszczenie

W pracy przedstawiono możliwości zastosowania eksperymentalnej analizy modalnej do diagnozowania konstrukcji mechanicznych. Przedyskutowano metody eksperymentalnej analizy modalnej, które mogą być stosowane dla celów diagnostyki eksploatacyjnej. Omówiono również metody wnioskowania diagnostycznego na podstawie zidentyfikowanych modeli modalnych konstrukcji. Przedstawiono przykłady zastosowania analizy modalnej do diagnostyki wybranych konstrukcji mechanicznych.

Słowa kluczowe: diagnostyka oparta na modelu, analiza modalna, detekcja i lokalizacja uszkodzeń

ANALIZA MODALNA W DIAGNOSTYCE KONSTRUKCJI – ZA I PRZECIWI

Summary

In the paper applicability of modal analysis in diagnostics of structures is discussed. Methods of modal analysis which can be applied for operational diagnostics are presented and post-processing methods for diagnostic decision based on identified modal models are discussed. Several of presented methods are applied for diagnostics of laboratory structures, for validation and employed for real mechanical systems diagnostics.

Keywords: Model assisted diagnostics, experimental modal analysis, damage detection and localization

1. INTRODUCTION

Nowadays many new diagnostic methods have been formulated and developed. Several of them are commonly use for many different structures. One of the methods which are in practical used is model based diagnostics [1]. The scheme of model based diagnostics is shown in figure 1. The main idea of application of models in diagnostics is monitoring of model parameters variation during operation. This approach requires knowledge of models for undamaged structure, models of structure with particular damages and knowledge of model in current state. To detect damage during operation the current modal parameters should be compared with undamaged structure parameters (global diagnostics), if damage is recognized the parameters can be compared with damaged model to localize damage position (local diagnostics).

This approach requires many experiments to define relations between damage localization and dimension and variation of modal parameters. Because the sensitivity of modal parameters on damage dimension depends on many no measurable quantities which varying during operation sometimes they are recognized as damages but they are not damage only variation of modal parameters due to variation of temperature or soil moisture. There are many models which can be useful for diagnostic purposes, but mainly modal model of the

structure is employed in practical applications. The modal model is defined as set of natural frequencies, damping coefficients and mode shapes [2]. The modal model can be applied for damage detection, damage localization and damage assessment. In this approach measurable changes of modal parameters are mapped to health of a structure and location of damage if it is recognized.

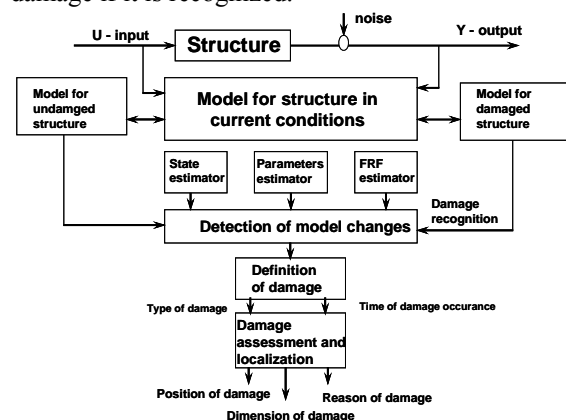


Fig.1. Scheme of application of models for diagnostics

But there are many difficulties in application of modal models in diagnostics of mechanical structures. The classical modal analysis requires at least measurements of excitation forces and responses (vibrations) of the structures, but there is a big problem to measure excitations [3] during

operation. Fortunately, modal analysis methods based on output only measurements have been developed [4] and implemented in software. Short description of the methods can be found in a next paragraph of this paper. But if methods of in operation modal analysis are applied there is a problem of distinguish of harmonics and structural modes [4]. To solve the problem modal damping should be carefully studied for each detected vibration mode. The scheme of damage detection methodology based on modal models is shown in figure 2.

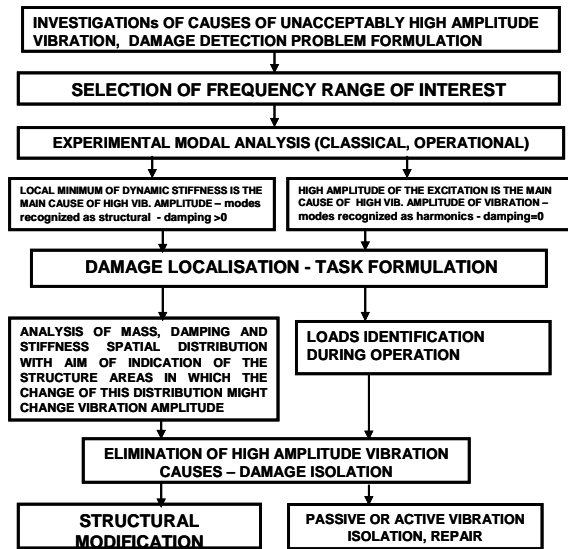


Fig.2. Scheme of application of in – operation modal analysis for damage detection

If the modal damping is detected to be near zero, the mode should be treated as harmonics and their amplitude depends on excitation amplitude. In a case of modal damping significantly bigger than zero, the structural mode should be investigated. The methods on structural modes selection based on damping assessment has been applied by author in many industrial cases for structural modes selection for turbine unit foundation, pump installations treatments. There is one disadvantage of the approach, damping is less accurately estimated modal parameter, particularly if in – operation modal test technique is applied. One can observe the big variation of damping estimators which is stochastically distributed [5].

Applicability of modal models for damage detection in a structure depends on sensitivity of the modal model for structural parameters changes. The sensitivity depends on mode index, location of measurement points which is considered and location of point in which parameters are changed (damage location). In some cases one mode can be sensitive but not other. It makes very difficult to apply modal model based methods for damage detection.

There are some problems with application of modal model for damage detection which are caused by

variability of environmental conditions. It is observed mainly for civil structures like bridges and buildings. It has been proved that natural frequencies can be changed significantly due to change of air temperature. In the literature authors [6] described some examples of changing natural frequency of bridge more than 10% due to changes of temperature from -10°C at night to 20°C during a day. Such a big modal parameter variation can be detected as structural damage. For such a structure the weather monitoring should be a part of structural monitoring and diagnostic system.

Nowadays, many laboratories worldwide are working on implementation of modal analysis in monitoring and diagnostic systems using in-operation modal analysis algorithms, which are briefly explained in the next section of the paper.

2. IN OPERATION MODAL ANALYSIS

There are three groups of in-operation modal analysis methods:

- time domain methods,
- frequency domain methods,
- ARMA model based methods.

All of these methods require measurements of a system response which is excited by ambient load. The measurements can be done during operation of a structure under monitoring. If vibration modes should be continuously monitored number of measurement points should be equal to number of required modal vector coordinates, in other case the reference points should be fixed on the structure. A time domain method is based on the relation between correlation function and modal parameters of the structure in the form [3]:

$$R_{ij}(T) = \sum_{r=1}^n \frac{\Psi_{ir} G_{jr}}{m_r \omega_{rd}} \exp(-\xi_r \omega_{rd} T) \sin(\omega_{rd} T + \vartheta_r) \quad (1)$$

where; i, j are indexes of measurement points, phase shift ϑ_r and constant G_{jr} are given by the formula proved in [8]. Ψ_{ir} , ω_r , ξ_r are r -th modal parameters of the structure. Measured correlation functions are approximated by complex exponential function in the form of (1) using LS methods in most popular estimation procedure. Different approach is formulated based on Hankel matrix build based on measured correlation functions. These methods are stochastic subspace methods and can be realized as Balanced Realization [8] or CVA [8] algorithms.

Frequency domain methods are based on relation between modal parameters and cross power spectral density function for responses measured in different points. The basic formula has the following form [7]:

$$G_{yy}(j\omega) = \sum_{k \in \text{Sub}(\omega)} \frac{d_k \varphi_k \varphi_k^T}{j\omega - \lambda_k} + \frac{d_k^* \varphi_k^* \varphi_k^{*T}}{j\omega - \lambda_k^*} \quad (2)$$

where; d_k is a scaling constant. A method based on relation (2) is named FDD method [7] and is very

popular to identify modal parameters of structure with small damping.

The third group of methods requires identifying ARMA model parameters for measured system responses. Based on knowledge of the model parameters modal damping and natural frequencies are determined [9]. The method can be realized on-line during structure operation and has been successfully applied by author for flutter monitoring in airplanes based on in-flight acceleration measurements.

3. DAMAGE DETECTION WITH USE OF MODAL MODELS

The application of modal models for damage detection in mechanical structure rest on calculation of certain features of the model which can help to distinguish undamaged and damaged structure based on modal parameters. In the literature there are described many methods. Within these methods, the following methods are in practical application, most often:

- methods based on modal parameters perturbation (natural frequency, modal damping) [10,11,12,13]
- methods based on FRF (stiffness and compliance) variation detection [14,15,16],
- methods based on mode shape analysis [17,18,19],
- methods based on detection on modes energy [20],
- methods based on Ritz vector variation detection, [21]
- methods based on detection of regression model parameters detection [22,23],
- methods based on detection of time-frequency characteristics [24,25]
- methods based on PCA and SVD analysis [26,27],
- methods based on FE model updating [28,29].

Several of pointed above methods will be described bellow, tested on experimental rig and applied for monitoring of real operating structure.

3.1. Damage detection based on modal parameters perturbation

In many papers results of test of the method are presented [10,11,12,13,30], historically the method has been used as a first application of the modal model parameters identification for damage detection of mechanical structures. But in practical application there are differences between sensitivity of the model parameters variations due to changes in system health. In some cases the method can be successfully applied but in others is not enough sensitive to be practically useful. The good results are observed in application for damage detection in laminate structures [10] and concrete beams [11,12]. The modal model parameters variations can be detected using NN based algorithm. In [30] the application of NN for modal parameters variations in tall building structure is presented. The modal damping parameter is more difficult to identify and

its estimator is less accurate than estimator of natural frequencies of the system. But there are more and more application of modal damping variation for damage detection due to their bigger sensitivity on changes of structure's properties [31,32]. In [31] the modal damping is used for damage detection in hard disc driving system support. In [32] modal damping is applied successfully for crack detection in concrete beam but in [9] there is application of damping variation monitoring for flutter detection in airplanes structures.

The Multiple Damage Location Assurance Criterion (MDLAC) coefficient is defined to detect variation of both natural frequency and modal damping parameters in the structure. Idea of the coefficient is based on testing of correlation between predicted, using sensitivity theories and detected by experiment, variations of natural frequency and modal damping.

The MDLAC coefficient can be obtained from the following formula:

$$MDLAC(\{\delta D\}) = \frac{|\{\Delta f\}^T \{\delta f\}|^2}{(\{\Delta f\}^T \{\Delta f\})(\{\delta f\}^T \{\delta f\})} \quad (3)$$

where; $\{\delta f\}$ is variation of natural frequency predicted from sensitivity theory and $\{\Delta f\}$ is measured variation of natural frequency. In this approach damage coefficient δD_j indicates how much stiffness of the structure for j-th FE element is changed, but δD is a damage vector which is linear combination of δD_j . In this approach variation of k-th natural frequency can be obtained from the formula:

$$\delta f_k = \sum_{j=1}^m \frac{\partial f_k}{\partial D_j} \delta D_j \quad (4)$$

where; m is a number of finite elements in a system model and ∂f_k can be obtained from the formula:

$$\frac{\partial f_k}{\partial D_j} = \frac{\{\phi_k\}^T [K_j] \{\phi_k\}}{8\pi^2 f_k \{\phi_k\}^T [M] \{\phi_k\}} \quad (5)$$

where; M is mass matrix, K is stiffness matrix of FE model. The MDLAC factor is independent on scaling method and describes information only about relative value of damage [11]. But practical application of the method is difficult because 10 to 15 first vibration modes are needed and should be accurate identify. The finite element model should be updated to the measured mode which is very difficult to achieve for so many different modes. Different method of natural frequency variations application for damage detection is described in [33]. An idea of the method is based on solution of inverse eigenproblem. In order to obtain stiffness matrix elements the matrix is written in the form:

$$K = \sum_{i=1}^n \alpha_i J_i \quad (6)$$

where; J_i is joint matrix, α_i is a scaling factor for particular Finite elements. The factor is equal 1 if

element is not damaged, n is a number of finite elements in a model. Scaling factor is obtained from comparison of undamaged and current value of natural frequencies and mode shapes.

Damage factor can be obtained from the formula:

$$I_j(i) = \frac{1}{\sum_{j=1}^p (\alpha_i^j - \bar{\alpha}_i)^2} \quad (7)$$

where; $\bar{\alpha}_i = \frac{1}{p} \sum_{j=1}^p \alpha_i^j$

Element for which the damage factor is the biggest, indicate location of damage in a structure.

3.2. Damage detection based on modes shape analysis

Within methods based on application of modes shapes analysis for damage detection the following methods can be distinguish:

- testing of correlation between modal vectors (MAC or CoMAC),
- analysis of mode shapes curvature,
- analysis of deformation energy for particular vibration natural modes.

The MAC coefficient is defined as scalar product of modal vectors that one is obtained for undamaged structure but the second one obtained from current experiment. The MAC factor can be obtained from the formula [2]:

$$\text{MAC}(\Psi_{kr} / \Psi_{ks}) = \frac{|\langle \Psi_{kr}^{*T} \Psi_{ks} \rangle|^2}{(\Psi_{kr}^{*T} \Psi_{kr})(\Psi_{ks}^{*T} \Psi_{ks})} \quad (8)$$

where; Ψ_{kr} is k -th mode shape for undamaged structure, Ψ_{ks} is k -th mode shape for currently identified mode shape of the structure. If the MAC is different then one mode shape is seriously modified due to damage. To localize damage in the structure Coordinate MAC (CoMAC) factor can be applied.

The methods based on analysis of mode shape curvature [18] have many advantages against mode shape direct analysis. The curvature is defined as first and second order derivatives of mode shape, which are more sensitive on shape changes, particularly if damage deformed mode shape only locally. But disadvantage of the method is in necessity to hale more measuring points during experiment to obtain enough accurate approximation of derivatives. Effectiveness of the method depends on location of damage in the structure [19, 34].

Knowledge of mode shape can be base to compute deformation energy related to particular mode. If the deformation energy for undamaged and damaged structure are compared, The damage factor can be defined based on comparison results [20]. To define damage factor in this method the energy of deformation with one particular mode shape should be estimated from the formula:

$$\text{SER}_{ij} = \frac{\phi_i^T k_j \phi_i}{\phi_i^T K \phi_i} = \frac{\phi_i^T k_j \phi_i}{\omega_i^2} \quad (9)$$

where; ϕ_i is modal vector for i -th mode shape, ω_i^2 is i -th natural frequency, K is stiffness matrix for FE model, k_j is local stiffness matrix for j -th element. The damage factor β_{ij} can be obtained from the formula:

$$\beta_{ij} = \text{SER}_{ij}^u - \text{SER}_{ij}^d \quad (10)$$

where; index u indicate undamaged structure, but d damaged one. It has been proofed using simulation [35] the method is sensitive to very small changes of system stiffness.

3.3. Damage detection based on FRF analysis

A frequency response function (FRF) can be use for damage detection and can be obtained form modal parameters of the system or directly from measurement. The FRF can be defined as stiffness or compliance [2]. An idea of the method described in [14] is based on comparison of FRF for undamaged structures and damaged one. A damage vector in the method is given by the formula:

$$d = H^{-1}x - f \quad (11)$$

where; H^{-1} is inverse of FRF matrix, X is displacement vector, f is excitation force vector. If in the structure occurred damaged, then in damage vector d non-zero elements will be fund. But the knowledge of excitation forces is required but not easy to acquire in practical cases. If there is not possible to measure excitation force damage factor can be obtained from the formula:

$$r = d + fr = H^{-1}x \quad (12)$$

where; d is not known excitation force and x and f are specified for system with damage. The damage matrix in this case can be obtained form the formula:

$$D^2 = \frac{1}{f_2 - f_1} \int_{f_1}^{f_2} R \circ R^* df \quad (13)$$

where; $R = r \times r^*$, \circ is a scalar product, f_1 i f_2 are limits for frequency range. If damage occurs between points i and j on a structure the element D_{ij} of matrix D will be different then zero.

Because compliance of mechanical systems is dominated by mode shapes for lower frequency, which are relatively easy to identify, the compliance is more often in use then stiffness. An idea of application of system compliance for damage detection is described in [36]. But, the method based on checking of product of stiffness and compliance matrices seems to be very useful [37]. The product should be identity matrix:

$$F_d K_d = I \quad (14)$$

where; F_d is compliance matrix, K_d is stiffness matrix.

If damage occurred, it can be described by variation of stiffness parameters:

$$K_d = K_u - \Delta K \quad (15)$$

where; ΔK is not known variation of stiffness due to damage. Index u indicates undamaged structure but index d damaged one.

Compliance matrix can be obtained from experimental test results based on modal model estimation. To get compliance matrix the modal matrix Φ_d and natural frequency matrix Λ_d are needed:

$$F_d = \Phi_d \Lambda_d^{-2} \Phi_d^T \quad (16)$$

Finally, combining formulas (15) and (16) the formula on base that ΔK can estimated using LS methods:

$$F_d \Delta K = F_d K_u - I \quad (17)$$

The method is very effective and widely use for localization and assessment of structural damages.

3.4. Methods based on regression model parameters tracking

One of the most frequently applied models of dynamic systems in practice is regression model. There are many reasons of that, the regression model identification procedures have many commercial software implementation and the model parameters have defined relations to physical parameters of mechanical structures. The regression model can be relatively easy identifying on-line using recursive identification procedures based on system response measurements only. The regression model, which can be applied for diagnostics is AR type of model. The model equation has the following form [2]:

$$y(t) = \sum_{j=1}^n \varphi_j y(t-j) + e(t) \quad (18)$$

where; $y(t)$ is measured response signal, φ_j is vectors of model parameters, but $e(t)$ is model prediction error. The model can be transformed to discrete state space (for ARMA model):

$$x[n] = Ax[n-1] + W[n] \quad (19)$$

where; $x[n]$ is measured, digitized vibration signal, A is discrete state matrix which can be obtained based on AR part model parameters, $W[n]$ is matrix contains coefficients of MA part of the model. From discrete state space model modal parameters of the system can be obtain, but in most applications natural frequency and modal damping are needed:

$$\omega_r = \frac{|\ln(\tau_r)|}{\Delta t} \text{ and } \xi_r = -\frac{\text{Re}(\ln(\tau_r))}{|\ln(\tau_r)|} \quad (20)$$

where; τ_r is eigenvalue of matrix A

For regression type of models there are many different identification procedures that can help to obtain model parameters on-line. The procedures have recursive nature based on different formulation of LS method. The methods permit to obtain variations of modal parameters of the structure during operation for each signal sample [9].

Parameters estimation process is mainly realized using the following formula:

$$\hat{\theta}(t) = \hat{\theta}(t-1) + K(t)\varepsilon(t) \quad (21)$$

where; $\hat{\theta}(t)$ is current value of model parameters, $\varepsilon(t)$ is model prediction error, $K(t)$ is method related gain coefficient.

Applying formula (21) The model parameters are estimated but from formula (20) modal model parameters can be finally obtained.

Described above procedure has been applied by author for damage detection in airplane based on in-flight measurements [9]. There is more application of this method for power plants machinery and civil structures in the literature [21,23].

3.5. Method based on time – frequency system characteristics

The method is dedicated for systems which operate in nonstationary conditions which is common state of many industrial installations. Using the method modal parameters can be extracted from nonstationary signal measurements. To obtain modal parameters a wavelet transfer function has to be defined employing the following formula [24]:

$$AR(t, f) = \sqrt{\frac{D_i(t, f)}{D_j(t, f)}}$$

$$PH(t, f) = \text{phase}\left(\frac{D_i(t, f)}{D_j(t, f)}\right)$$

where; $AR(t, f)$ is time frequency amplitude characteristics between two point on a structure, $PH(t, f)$ is time frequency phase characteristics between two points i i j on a structure, $D_i(t, f)$ is wavelets transform of vibration signal measured at point i on a structure. If in certain frequency range is located natural frequency, then in whole time period of measured signal the amplitude time frequency characteristic will have constant value. To recognize natural frequency from the time frequency characteristic the standard deviation in time domain of both AR and PH characteristics have to be obtained:

$$g(f) = \int_0^{\tau} AR(t, f)^2 dt$$

$$h(f) = \int_0^{\tau} PH(t, f)^2 dt$$

A natural frequency is located at the frequency for that minimum of standard deviation occurs. The application in diagnostics of structure is tracking of variations of standard deviation of AR and PH in time domain that variations of natural frequency and modal damping can be monitored. The big advantage of the method is possibility to apply its for nonstationary measurements results. The modal parameters can be extracted from wavelet transform of system response signal [38, 39] and use as damage indicator.

4. VALIDATION OF METHODS ON LABORATORY RIG

Chosen methods have been tested on laboratory rig. The frame model shown in figure 3 has been tested for different damage dimensions. The damage in frame system has been introduced changing the cross section of the bar by nicking the bar at point 7 shown in figure 3.

There were 4 modal tests carried out for different damage dimensions and locations:

- TEST 1 for undamaged structure,
- TEST 2 for damage at point 7 with gash deep on 5 mm,
- TEST 3 for damage at point 7 with gash deep on 14 mm,
- TEST 4 for damage at point 7 with gash deep on 20 mm,

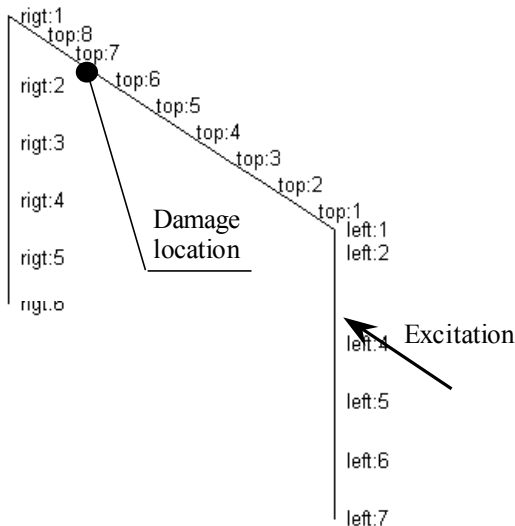


Fig. 3. Scheme of tested structure – laboratory model of frame.

The results are presented in table 1 and in figure 4 for first 8 modes. As it can be notice from presented results not all natural modes are sensitive on damage at point 7. The sensitivity seriously depends on location of gash on a frame. For considered case the 4th mode is most useful for early detection of damage, other modes don't indicate damage in the structure even damage is relatively big.

Table 1.

Comparison of natural frequency of the frame for different damage size.

Nr PDW	Test 1		Test 2		Test 3		Test 4	
	Cz. [Hz]	Δ %	Cz. [Hz]	Δ %	Cz. [Hz]	Δ %	Cz. [Hz]	Δ %
1	10,825	0	10,868	0,398	10,934	1,003	10,841	0,147
2	43,634	0	43,496	0,317	43,466	0,387	43,418	0,497
3	54,521	0	54,44	0,149	54,308	0,392	54,044	0,879
4	109,487	0	107,644	1,684	105,298	3,892	100,026	8,985
5	120,737	0	119,692	0,866	119,592	0,957	120,292	0,373
6	161,703	0	160,36	0,831	159,424	1,422	159,345	1,48
7	206,269	0	205,583	0,333	205,722	0,267	205,397	0,424
8	228,735	0	229,024	0,127	228,44	0,106	229,409	0,295

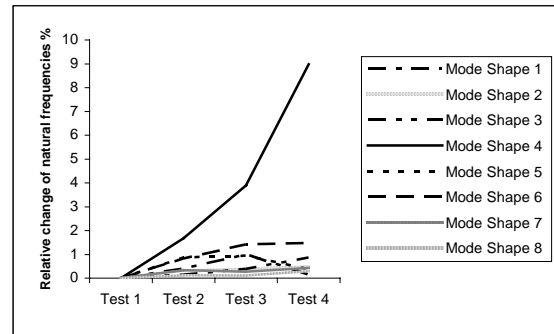


Fig. 4. Plots of natural frequency variations vs. damage size.

The second tested method is based on monitoring of variations of modal damping coefficient. The results are summarized in figure 5 and table 2.

Table 2.

Comparison of modal damping of the frame for different damage size

Nr PDW	Test 1		Test 2		Test 3		Test 4	
	WT %	Δ %	WT %	Δ %	WT %	Δ %	WT %	Δ %
1	7,01	0	5,44	22,397	6,04	11,03	4,38	27,484
2	1,53	0	1,69	10,458	2,87	69,823	2,99	4,182
3	1,99	0	2,07	4,021	2,11	1,933	2,05	2,844
4	1,39	0	1,34	3,598	0,64	52,239	0,95	48,438
5	1	0	1,33	33	1,23	7,519	0,92	25,204
6	0,7	0	0,77	10	0,85	10,39	0,72	15,295
7	3,01	0	3,49	15,947	2,88	17,479	3,08	6,945
8	1,23	0	1,07	13,009	1,23	14,954	0,79	35,773

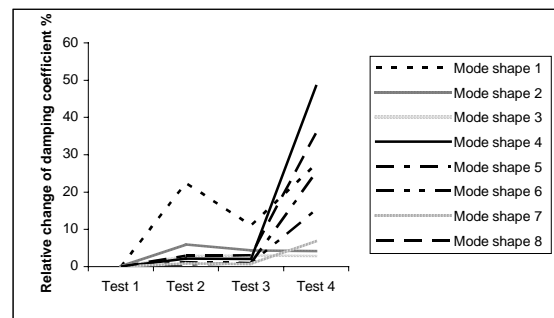


Fig. 5. Plot of modal damping coefficient vs. damage size.

There is no relations in presented results relations between modal damping coefficient and damage size measured as gash dimension. This is due to fact of small accuracy of modal damping identification in mechanical structures.

The next tested method is based on analysis of variation of frequency characteristics of the system. The damage coefficient is computed from formula (0) in this case. The plots of frequency characteristics for different damage size are shown in figure 6. But damage coefficients are shown on plots (figure 7).

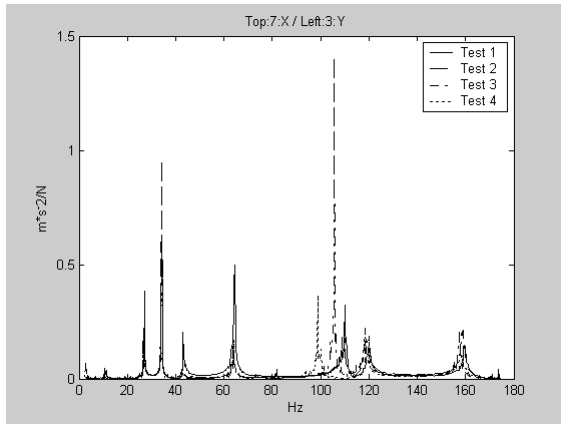


Fig. 6. Amplitude frequency characteristics for different size of damage.

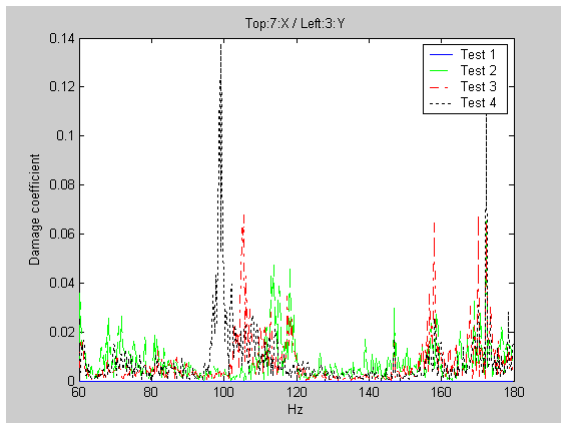


Fig. 7. Damage coefficient for different damage size.

As it can be notice the method is very sensitive on changing of damage dimension. The results are summarized over all measured frequency range (tab. 3)

Table 3.

Damage indicator for particular damage size.

Test number	Integrated damage coefficient
Test 1 (verification)	0
Test 2	0,0135
Test 3	0,0450
Test 4	0,0939

The methods based on modes shape analysis has been implemented and tested for the frame. The modes shapes for the frame without damage have been compared with damaged one using MAC factor. For damage localization the CoMAC has been applied. Results of both methods are summarized in Table 3 and Table 4.

Table 4.

MAC factor for different damage size.

	PDW 1	PDW 2	PDW 3	PDW 4	PDW 5	PDW 6	PDW 7	PDW 8
Test 2	0.7096	0.6575	0.5608	0.6406	0.4059	0.4523	0.2064	0.5517
Test 3	0.7019	0.5569	0.5144	0.6267	0.4234	0.3415	0.4280	0.4388
Test 4	0.6944	0.5631	0.5358	0.4743	0.4178	0.4321	0.2420	0.4314

Table 5.

CoMAC factor for different tests (different size of gash)

– for test 2

	Punkt 1	Punkt 2	Punkt 3	Punkt 4	Punkt 5	Punkt 6	Punkt 7
PDW 1	0.9959	0.9933	0.9923	0.9930	0.9982	0.9956	0.9873
PDW 2	0.9845	0.9999	0.9998	0.9998	0.9993	0.9986	0.1032
PDW 3	0.9995	0.9992	0.9631	1.0000	0.9993	0.9975	0.8154
PDW 4	0.8099	0.9318	0.9638	0.9891	0.9944	0.9179	0.4850
PDW 5	0.9929	0.9995	0.9993	0.9987	0.9712	0.9968	0.1671
PDW 6	0.9183	0.9994	0.9986	0.9200	0.9836	0.9619	0.5019
PDW 7	0.7669	0.8884	0.9051	0.8291	0.9759	0.9938	0.1505
PDW 8	0.7757	0.9911	0.9935	0.9598	0.9692	0.9953	0.8526

– for test 3

	Punkt 1	Punkt 2	Punkt 3	Punkt 4	Punkt 5	Punkt 6	Punkt 7
PDW 1	0.9973	0.9984	0.9973	0.9930	0.9930	0.9900	0.9915
PDW 2	0.9867	0.9918	0.9951	0.9956	0.9931	0.9720	0.0947
PDW 3	0.9779	0.9989	0.5137	0.9981	0.9993	0.9967	0.7948
PDW 4	0.8191	0.8462	0.8910	0.9535	0.9906	0.8181	0.3500
PDW 5	0.9955	0.9991	0.9986	0.9959	0.9620	0.9916	0.1654
PDW 6	0.8181	0.9976	0.9983	0.9475	0.9814	0.9489	0.3900
PDW 7	0.0913	0.8343	0.4521	0.0120	0.9463	0.9740	0.1098
PDW 8	0.9598	0.9740	0.8131	0.6578	0.9684	0.9918	0.4791

– for test 4

	Punkt 1	Punkt 2	Punkt 3	Punkt 4	Punkt 5	Punkt 6	Punkt 7
PDW 1	0.9983	0.9895	0.9922	0.9904	0.9943	0.9890	0.9912
PDW 2	0.9597	0.9942	0.9971	0.9976	0.9966	0.9853	0.1064
PDW 3	0.9990	0.9997	0.7955	0.9974	0.9977	0.9987	0.8110
PDW 4	0.5811	0.7415	0.7299	0.7893	0.8745	0.6617	0.0685
PDW 5	0.9960	0.9982	0.9972	0.9924	0.9299	0.9887	0.1551
PDW 6	0.9610	0.9996	0.9988	0.9739	0.9786	0.9487	0.3893
PDW 7	0.8270	0.9530	0.8047	0.4007	0.9925	0.9934	0.0679
PDW 8	0.4418	0.9176	0.9044	0.6881	0.9620	0.9915	0.7053

As it can be notice from the results the method is more sensitive as methods based on monitoring of natural frequencies and modal damping. But localization of damage is possible only for particular chosen vibration mode. For the considered case 4th mode is most sensitive and can be applied for damage localization.

The method based on deformation energy computation for selected vibration modes has been implemented and tested, also. The results are shown in figure 8.

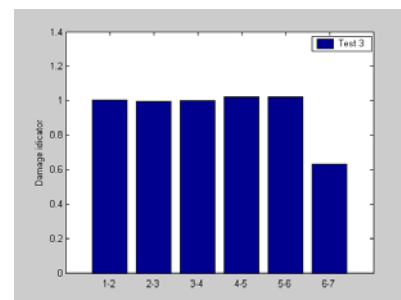


Fig. 8. Damage indicator for test 3 on the laboratory frame.

The results obtained from all tests indicated on possibility of damage localization but for rather high damage dimension

5. CASE STUDY

The modal analysis based damage detection methods are employed to identify damage in airplane SKYTRUCK M28. The natural frequency and damping has been monitored on-line using regression model based method. to perform monitoring procedure [9] the special electronic unit has been build and tested. The results are shown in figure 9.

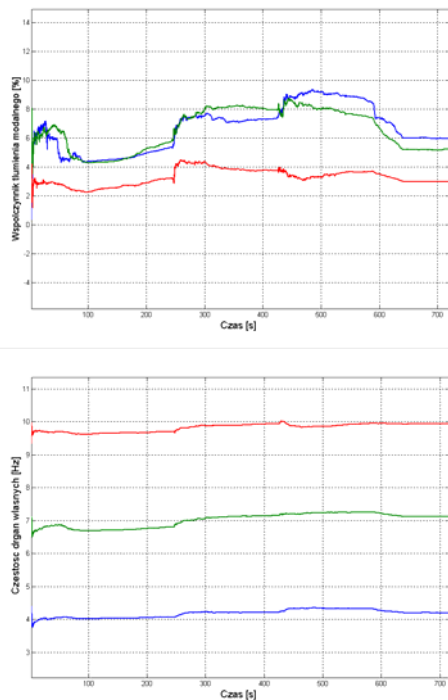


Fig. 9. The results of monitoring of damping and natural frequencies variations for SKYTRUCK M28 .

The method is applied for monitoring of flutter during flight based on vibration measurements, but in the airplane for these flight conditions there is no flutter.

6. CONCLUSIONS AND FINAL REMARKS

The methods tested on laboratory frame have different sensitivity for damage detection of the tested frame. The method based on modal damping in the application of crack detection in tested frame gave worse results than others one. The best results have been achieved using modes shapes based methods.

REFERENCES

[1] Natke, H.G. and Cempel, C., (1997) "Model-Aided Diagnosis Based on Symptoms,"

- Structural Damage Assessment Using Advanced Signal Processing Procedures* Proceedings of DAMAS '97, Univ. of Sheffield, UK, pp. 363-375.
- [2] Uhl T., *Komputerowe wspomaganie identyfikacji modeli konstrukcji*, WNT, Warszawa, 1997.
- [3] Uhl T., Petko, M.: *Smart sensor for operational load measurements*. Journal of Theoretical and Applied Mechanics, 40, 3, 2002, str.. 797-815.
- [4] Uhl T., Lisowski W., *In-operation modal analysis*, Wydawnictwo KRiDM AGH, Kraków, 2001.
- [5] Uhl T., Kurowski P., Pieczara J, Iwaniec J., *Improvement of damping estimators in modal analysis*, Proc of ISMA2004, Leuven (will be printed)
- [6] C.R. Farrar, W.E Becker, T.M. Bell, *Dynamic characterization of damage detection in the I-40 bridge over the Rio Grande*, LA12767-MS, Los Alamos National Lab. Report, 1994.
- [7] R. Brincker, L. Zhang, P. Andersen, *Modal Identification from Ambient Responses using Frequency Domain Decomposition*, Proc. of 18th IMAC, SEM USA, pp.625-630 (2000)
- [8] L. Hermans, H. Van der Auweraer, *Modal Testing and Analysis of Structures under Operational Conditions: Industrial Applications*, Mechanical Systems & Signal Processing, Vol.13, No.2, pp.193-216 (, 1999).
- [9] Uhl T., Bogacz M. *Real-time modal analysis and its application for structure diagnostics*, SYSID, 2003, Amsterdam.
- [10] Zak, A., M. Krawczuk and W. Ostachowicz (1999) "Vibration of a Laminated Composite Plate with Closing Delamination," *Structural Damage Assessment Using Advanced Signal Processing Procedures* Proceedings of DAMAS '99, Univ. College, Dublin, Ireland, pp.17-26.
- [11] Williams, E.J. and Messina, A., (1999) "Applications of the Multiple Damage Location Assurance Criterion," Proceedings of the International Conference on Damage Assessment of Structures (DAMAS 99), Dublin, Ireland, 256-264
- [12] Etouney, M., Daddazio, R., Hapij, A., and Aly, A., (1998), "Health Monitoring of Complex Structures," Smart Structures and Materials 1999: Industrial and Commercial Applications of Smart Structures Technologies, Proceedings of SPIE, Vol. 3326, pp. 368- 379.
- [13] Kawiecki, G., (2000) "Modal Damping Measurements for Damage Detection," European COST F3 Conference on System Identification and Structural Health Monitoring, Madrid, Spain, 651-658.
- [14] Agneni A., Crema, L., and Mastroddi F., (2000) "Damage Detection from Truncated Frequency Response Functions," European COST F3 Conference on System Identification and Structural Health Monitoring, Madrid, Spain, 137-146.

- [15] Lopes, V. Jr., Pereira, J.A., and Inman, D.J., (2000), "Structural FRF Acquisition via Electric Impedance Measurement Applied to Damage Location," *Proceedings of SPIE*, Vol. 4062, 1549-1555.
- [16] Balis Crema, L. and Mastroddi, F., (1998) "A Direct Approach for Updating and Damage Detection by Using FRF Data," *Proceedings of ISMA23, Noise and Vibration Engineering*, Leuven, Belgium.
- [17] Maeck, J., Abdel Wahab, M., and De Roeck, G., (1998) "Damage Detection in Reinforced Concrete Structures by Dynamic System Identification," *Proceedings of ISMA23, Noise and Vibration Engineering*, Leuven, Belgium.
- [18] Ho, Y.K. and Ewins, D.J., (1999) "Numerical Evaluation of the Damage Index," *Structural Health Monitoring 2000*, Stanford University, Palo Alto, CA, 995-1011.
- [19] Wang, M. L., Xu, F. L., and Lloyd, G. M., (2000) "A Systematic Numerical Analysis of the Damage Index Method Used for Bridge Diagnostics" *Smart Structures and Materials 2000: Smart Systems for Bridges, Structures, and Highways*, *Proceedings of SPIE*, Vol. 3988, Newport Beach, CA, pp. 154-164.
- [20] Carrasco, C., Osegueda, R., Ferregut, C., and Grygier, M., (1997), "Localization and Quantification of Damage in a Space Truss Model Using Modal Strain Energy," *Smart Systems for Bridges, Structures, and Highways*, *Proceedings of SPIE*, Vol. 3043, pp. 181- 192.
- [21] Sohn, H. and Law, K.H., (1999) "Extraction of Ritz Vectors from Vibration Test Data," *Structural Health Monitoring 2000*, Stanford University, Palo Alto, CA, 840-850.
- [22] Heyns, P.S., (1997) "Structural Damage Assessment Using Response-Only Measurements," *Structural Damage Assessment Using Advanced Signal Processing Procedures* *Proceedings of DAMAS '97*, Univ. of Sheffield, UK, pp. 213-223.
- [23] Bodeux, J.B. and Golinval, J.C., (2000) "ARMAV Model Technique for System Identification and Damage Detection," *European COST F3 Conference on System Identification and Structural Health Monitoring*, Madrid, Spain, 303-312.
- [24] Gaul, L. and Hurlbauss, S., (2000) "Wavelet-Transform to Identify the Location and Force-Time-History of Transient Load in a Plate," *Structural Health Monitoring 2000*, Stanford University, Palo Alto, CA, pp.851-860.
- [25] Naldi, G. and Venini, P., (1997) "Postprocessing Singular Solutions by the Wavelet Transform," *Structural Damage Assessment Using Advanced Signal Processing Procedures* *Proceedings of DAMAS '97*, Univ. of Sheffield, UK, pp. 109-120.
- [26] Ruotolo, R. and C. Surace (1997b) "Damage Detection Using Singular Value Decomposition," *Structural Damage Assessment Using Advanced Signal Processing Procedures* *Proceedings of DAMAS '97*, Univ. of Sheffield, UK, pp. 87-96.
- [27] Zimmerman, D.C., (1999), *Looking into the Crystal Ball: The Continued Need for Multiple Viewpoints in Damage Detection*, *Damage Assessment of Structures*, *Proceedings of the International Conference on Damage Assessment of Structures (DAMAS 99)*, Dublin, Ireland, 76-90.
- [28] Fritzen C.P., Bohle K., Parameter selection strategies in model-based damage detection, *SHM2000*, Palo Alto, CA, 2000.
- [29] Ruotolo R., Sorohan S., Surace C., Analysis of the behavior of three-dimensional truss structure, *European COST F3 Conference on System Identification and Structural Health Monitoring*, Madrid, Spain, pp.169-178.
- [30] Rytter A., Kirkegaard P., Vibration based inspection using NN, *Proceedings of DAMAS '97*, Univ. of Sheffield, UK, pp. 97-108.
- [31] Modena, C., Sonda, D., and Zonta, D., (1999), "Damage Localization in Reinforced Concrete Structures by Using Damping Measurements," *Damage Assessment of Structures*, *Proceedings of the International Conference on Damage Assessment of Structures (DAMAS 99)*, Dublin, Ireland, 132-141.
- [32] Zonta, D., Modena, C., and Bursi, O.S., (2000) "Analysis of Dispersive Phenomena in Damaged Structures," *European COST F3 Conference on System Identification and Structural Health Monitoring*, Madrid, Spain, 801-810.
- [33] Hanselka H., Mechler M., Campanile L.F., Kaiser S., A demonstrator for on-line health monitoring of adaptive structures, *Proceedings of DAMAS '97*, Univ. of Sheffield, UK pp.225-236
- [34] Kim, J., Ryu, Y., Lee, B., and Stubbs, N., (1997), "Smart Baseline Model for Nondestructive Evaluation of Highway Bridges," *Smart Systems for Bridges, Structures and Highways*, *Proceedings of SPIE*, Vol., pp. 217-226.
- [35] Choi, S., and Stubbs, N., (1997), "Nondestructive Damage Detection Algorithms for 2D Plates," *Smart Systems for Bridges, Structures, and Highways*, *Proceedings of SPIE*, Vol.3043, pp. 193-204.
- [36] Topole, K., (1997), "Damage Evaluation via Flexibility Formulation," *Smart Systems for Bridges, Structures, and Highways*, *Proceedings of SPIE*, Vol. 3043, pp. 145-154.
- [37] Reich, G. W. and Park, K.C., (2000) "Experimental Applications of a Structural Health Monitoring Methodology" *Smart Structures and Materials 2000: Smart Systems for Bridges, Structures, and Highways*, *Proceedings of SPIE*, Vol. 3988, Newport Beach, CA, pp. 143-153.
- [38] Staszewski, W.J., Biemans, C., Boller, C., and Tomlinson, G.R., (1999) "Impact Damage

- Detection in Composite Structures-Recent Advances,” Structural Health Monitoring 2000, Stanford University, Palo Alto, CA, pp. 754-763.
- [39] Klepka A., Uhl T.(2003), An application of the wavelet analysis for identification of a damping coefficient, ZEM, vol,38, no.3, 2003, pp. 19-37.
- [40] Garcia, G., Osegueda, R., and Meza, D., (1998), “Comparison of the Damage Detection Results Utilizing an ARMA Model and a FRF Model to Extract the Modal Parameters,” *Smart Systems for Bridges, Structures, and Highways*, Proceedings of SPIE, Vol. 3325, pp. 244-252.
- [41] Zhang, L., Quiong, W., and Link, M., (1998) “A Structural Damage Identification Approach Based on Element Modal Strain Energy,” *Proceedings of ISMA23, Noise and Vibration Engineering*, Leuven, Belgium.
- [42] Worden, K., Manson, G., Wardle, R., Staszewski, W., and Allman, D., (1999) “Experimental Validation of Two Structural Health Monitoring Methods,” Structural Health Monitoring 2000, Stanford University, Palo Alto, CA, 784-799.

ALGORYTMY EWOLUCYJNE W IDENTYFIKACJI ODWROTNYCH MODELI DIAGNOSTYCZNYCH

Grzegorz URBANEK

Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn, Politechnika Śląska
ul. Konarskiego 18 a, 44-100 Gliwice, fax: (32) 2371360, email: gu@polsl.pl

Streszczenie

Jedną z metod identyfikacji modeli odwrotnych jest wyznaczanie ich na podstawie przykładów opisujących zadane stany rozpatrywanego obiektu oraz odpowiadające tym stanom symptomy. Stosowanie tej metody wymaga posiadania odpowiedniego zbioru takich przykładów, których jakość decyduje o jakości tak wyznaczanego modelu odwrotnego. W artykule opisano zastosowanie algorytmu ewolucyjnego do optymalizacji zbioru przykładów. Przedstawiono wyniki obliczeń, wskazano możliwości ograniczania czasu obliczeń.

Słowa kluczowe: modele odwrotne, algorytmy ewolucyjne, przybliżony symulator

EVOLUTIONARY ALGORITHMS IN IDENTIFICATION OF INVERSE DIAGNOSTICS MODELS

Summary

One of identification methods of inverse models is based on examples described determined states of examined object and symptoms corresponded to these states. Application of this method requires a proper set of such examples, the quality of which influence on quality of evaluated inverse model. The application of evolutionary algorithms for searching optimal set of examples is described in the paper. The results of the research and possibilities of reducing computation time are shown.

Keywords: inverse models, evolutionary algorithms, rough simulator

1. WSTĘP

Zastosowanie nowoczesnych komputerowych systemów nadzoru diagnostycznego wymaga opracowania skutecznych metod pozwalających na identyfikację relacji diagnostycznych, będących podstawą określania reguł tworzących bazy wiedzy systemów doradczych [3].

Jedną z takich metod jest pozyskiwanie modeli diagnostycznych poprzez odwracanie znanego modelu rozpatrywanego obiektu. Tak wyznaczony model nosi nazwę odwrotnego modelu diagnostycznego.

Odwracanie analityczne jest możliwe tylko dla prostych modeli matematycznych; powstaje problem jak odwrócić złożony model numeryczny?

W [3] zaproponowano prowadzenie identyfikacji modeli odwrotnych na podstawie przykładów opisujących zadane stany rozpatrywanego obiektu oraz odpowiadające tym stanom symptomy.

2. MODELE ODWROTNE

Modele odwrotne mogą być identyfikowane jako globalne lub lokalne. W [5] pokazano zastosowanie modeli globalnych identyfikowanych z użyciem sztucznych sieci neuronowych. Mimo uzyskania odpowiedniej jakości modelu odwrotnego

stwierdzono małą przydatność modeli globalnych ze względu na ich dużą złożoność (wyznaczanie i doskonalenie takich modeli jest niezwykle czasochłonne) oraz utrudnienia związane z próbą rozszerzenia uwzględnianych przykładów wzorcowych.

W [3] zaproponowano zastosowanie lokalnych modeli interpolacyjnych. Modele te są rozpięte na zbiorach przykładów zawartych w zbiorach danych wzorcowych (wymagają umieszczenia tego zbioru w definicji modelu; nie zastępują danych) co jest ich podstawową zaletą: nie przechowuje się modelu tylko zbiór danych, model wyznacza się w chwili zapotrzebowania na niego na podstawie aktualnych danych, a co za tym idzie rozszerzenie uwzględnianych przykładów wzorcowych nie stanowi problemu. Zwrócono uwagę, że bezpośredni wpływ na jakość wyznaczanego modelu odwrotnego ma jakość użytego zbioru przykładów.

W [7] przedstawiono pierwszą próbę doskonalenia zbioru przykładów wzorcowych; zaproponowany algorytm heurystyczny nie zawsze gwarantuje oczekiwane rozwiązanie.

W związku z wyraźnym podobieństwem zadania optymalizacji zbioru przykładów do zadań związanych z poszukiwaniem optymalnych populacji za pomocą algorytmów nazywanych algorytmami ewolucyjnymi, podjęto próbę

rozpatrywania tego zadania jako zadania poszukiwania optymalnej populacji przykładów.

3. ALGORYTMY EWOLUCYJNE

Algorytm ewolucyjny przetwarza populację osobników, z których każdy jest potencjalnym rozwiązaniem [1],[6],[8]. Każdy osobnik zawiera informację stanowiącą jego genotyp, który jest przepisem na utworzenie w wyniku oddziaływania środowiska fenotypu, czyli zbioru cech, na podstawie których funkcja oceniająca (funkcja przystosowania), określa przystosowanie osobnika. Celem algorytmu ewolucyjnego jest maksymalizacja funkcji przystosowania. Genotyp osobnika składa się z chromosomów (najczęściej jednego), które składają się z elementarnych części, zwanych genami. Istotą działania algorytmu ewolucyjnego przedstawia rys.1.

4. OPTIMALIZACJA ZBIORU PRZYKŁADÓW

Sposób optymalizacji zbioru przykładów, uzyskiwanych z badań symulacyjnych, przedstawiono na rys.2. Metoda ta jest rozwinięciem metody opisaną w [4].

4.1. Populacja

Populacja przetwarzana przez algorytm ewolucyjny składa się z N osobników. Genotypem osobnika jest zbiór X zawierający n przykładów $x = (s, v)$, gdzie: $x.s$ – wartości rozpatrywanych cech stanu (kodowane binarnie), $x.v$ – odpowiadające im wartości cech sygnałów diagnostycznych wyznaczone z zastosowaniem symulatora *Model*:

$$x.v = Model(x.s). \quad (1)$$

Fenotypem osobnika jest oszacowanie poszukiwanych wartości cech stanu $\hat{z}.s$, na podstawie genotypu X , dla zadanych wartości cech sygnałów diagnostycznych $z.v$, wyznaczone z

```

procedura Algorytm_ewolucyjny
{
  t:=0
  P[t]=inicjacja()
  ocena(P[t])
  dopóki (~warunek_zakończenia)
  {
    t:=t+1
    R[t]:=selekcja(P[t-1])
    D[t]:=krzyżowanie_i_mutacja(R[t])
    ocena(D[t])
    P[t]:=sukcesja(P[t-1],D[t])
  }
}

```

Rys. 1. Podstawowy algorytm ewolucyjny;
oznaczenia: t – czas (licznik kroków),
P – populacja, R – rodzice, D – dzieci

```

procedura Optymalizacja_AE
{
  t:=0
  P[t]:=inicjacja()
  ocena(P[t])
  {
    dla i:=1:N
    {
      oz.si:=invModel(X,z.v)
      oz.vi:=Model(oz.si)
      ocenai:=sim(oz.vi,z.v)
    }
  }
  dopóki (~warunek_zakończenia)
  {
    t:=t+1
    R[t]:=selekcja(P[t-1])
    D[t]:=krzyżowanie_i_mutacja(R[t])
    {
      ...
      jeżeli (jest_nowy x.sij)
      {
        x.vij:=Model(x.sij)
      }
    }
    ocena(D[t])
    {
      dla i:=1:N
      {
        oz.si:=invModel(X,z.v)
        oz.vi:=Model(oz.si)
        ocenai:=sim(oz.vi,z.v)
      }
    }
    P[t]:=sukcesja(P[t-1],D[t])
  }
}

```

Rys. 2. Optymalizacja zbioru przykładów z zastosowaniem algorytmu ewolucyjnego

użyciem algorytmu wielowymiarowej interpolacji *invModel*:

$$\hat{z}.s = invModel(X, z.v) \quad (2)$$

4.2. Funkcja przystosowania

Miarą stopnia przystosowania osobnika X jest wartość funkcji oceniającej $fit(X, z.v)$ wyznaczonej dla rozpatrywanego osobnika ze względu na zadane wartości cech sygnałów diagnostycznych $z.v$.

Osobnik X uznawany jest za maksymalnie przystosowany do określania modelu odwrotnego wtedy, gdy oszacowanie wartości cech sygnałów diagnostycznych $\hat{z}.v$ wyznaczone według (1) dla jego fenotypu $\hat{z}.s$ wyznaczonego według (2), jest zgodne z wartościami zadanymi $z.v$. Funkcja oceniająca fit może być definiowana jako miara podobieństwa *sim* pomiędzy wartościami oszacowanymi $\hat{z}.v$ a zadanymi $z.v$, przyjmująca wartości z przedziału od 0 do 1:

$$fit(X, z.v) = sim(\hat{z}.v, z.v) \in [0;1] \quad (3)$$

4.3. Selekcja i sukcesja

Przyjęto, że stosowana będzie selekcja proporcjonalna ([1],[6],[8]), natomiast sukcesja będzie prowadzona wg modelu elitarnego ([1],[6],[8]).

4.4. Krzyżowanie i mutacja

Dla założonego sposobu reprezentacji populacji, gdzie osobnikiem jest zbiór przykładów, opracowano odpowiedni sposób krzyżowania. Utworzenie zbioru potomnego ze zbiorów rodzicielskich przebiega następująco: do zbioru potomnego przepisuje się te przykłady, które występują w obu zbiorach rodzicielskich, brakujące (do zadanej liczby n) przykłady tworzy się poprzez „krzyżowanie właściwe” (dwupunktowe [1],[6],[8],[10]) przykładów losowo wybranych ze zbiorów rodzicielskich.

Przyjęto, że stosowana będzie mutacja nierównomierna ([1],[6],[8],[11]).

5. PRZYKŁAD ZASTOSOWANIA

5.1. Rozpatrywany układ

Opisaną metodę zastosowano do identyfikacji modeli odwrotnych układu przedstawionego na rys.3. Układ składa się z dwóch wałów dwupodporowych połączonych sprzęgłem.

Symulowaną niesprawnością było rozosiowanie wałów: jednoczesne przemieszczenie promieniowe (r) i kątowe (α). Przemieszczenia te były rozpatrywanymi cechami stanu.

Obserwowane były drgania podpór. Na podstawie analizy wrażliwości, jako symptomy symulowanej niesprawności, wybrano wartość szczytową dodatnią sygnału prędkości drgań obserwowanego na podporze nr 2 i 3.

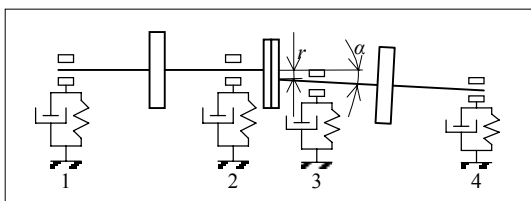
Badania były prowadzone przy stałej prędkości obrotowej wałów.

5.2. Parametry algorytmu

Dla potrzeb rozpatrywanego zadania przyjęto:

- populacja początkowa jest generowana losowo,
- liczba osobników populacji $N = 10$,
- liczba przykładów w zbiorze $n = 6$,
- stosowanym algorytmem wielowymiarowej interpolacji jest algorytm W13 ([3])
- prawdopodobieństwo krzyżowania = 1,
- prawdopodobieństwo mutacji = 0,1.

Warunki zakończenia działania algorytmu



Rys. 3. Rozpatrywany układ ([9])

ewolucyjnego:

- liczba pokoleń równa 100,
- przystosowanie najlepszego osobnika $\geq 0,99$.

6. SYMULATOR

Użycie symulatora (funkcja *Model*) ma miejsce gdy (rys.2):

- w wyniku operacji krzyżowania i mutacji powstaje nowy przykład, a właściwie zostają wygenerowane wartości cech stanu, dla których należy wyznaczyć wartości cech sygnałów diagnostycznych;
- istnieje potrzeba wyznaczenia wartości funkcji przystosowania dla osobnika populacji.

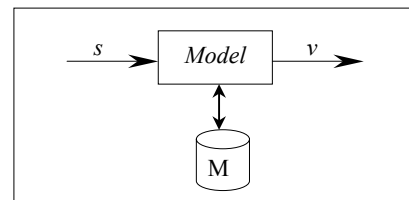
6.1. Symulator dokładny

W wyniku przeprowadzonych obliczeń (tab.1) okazało się, że zbiór przykładów o żądanej jakości (wartości funkcji przystosowania) otrzymywany był około 6 pokolenia, zaś symulator był użyty około 1000 razy.

W przypadku złożonych obiektów technicznych, których modele są zwykle złożonymi programami komputerowymi, koszt symulacji jest wysoki (ze względu na bardzo długi czas obliczeń). Ze względu na to stosowanie opisanej metody obliczeń dla takich obiektów byłoby niemożliwe (mimo uzyskiwania dobrych wyników).

6.2. Symulator przybliżony

Problemy związane ze stosowaniem symulatora dokładnego doprowadziły do powstania koncepcji symulatora przybliżonego (rys.4). Składa się on z symulatora dokładnego i pamięci wcześniejszych działań (zbioru wygenerowanych przykładów).



Rys. 4. Koncepcja symulatora przybliżonego; *Model* – symulator dokładny, M – pamięć przykładów

Symulator przybliżony ma wyznaczyć, zadaną dokładnością, wartości cech sygnałów diagnostycznych dla zadanych wartości cech stanu. Jego działanie składa się z dwóch kroków:

1. żądanie zadanej dokładności wartości cech sygnałów diagnostycznych przekształca się w żądanie znalezienia w pamięci przykładu, którego wartości cech stanu są w określonym otoczeniu zadanych wartości cech stanu; jeżeli taki przykład zostanie znaleziony, jest on przekazywany jako wynik działania symulatora (symulator dokładny nie został uruchomiony);
2. jeżeli próba znalezienia odpowiedniego przykładu w pamięci nie powiedzie się, uruchamiany jest

symulator dokładny, który wyznacza żądane wartości cech sygnałów diagnostycznych; tak wyznaczony nowy przykład jest wynikiem działania symulatora, trafia również do jego pamięci.

Założono, że wyznaczenie nowego przykładu w zbiorze będzie żądane ze średnią dokładnością, natomiast wyznaczenie cech sygnałów diagnostycznych dla oceny osobnika będzie żądane z wysoką dokładnością.

Przeprowadzone obliczenia dały następujące wyniki (tab.1):

1. pamięć symulatora była kasowana przed uruchomieniem obliczeń – rozwiązanie osiągnięte było ok. 8 pokolenia, symulator uruchamiany był ok. 100 razy;
2. pamięć symulatora nie była kasowana (zawarta w niej liczba przykładów była większa przy każdym uruchomieniu obliczeń) – rozwiązanie osiągnięte było w końcowych obliczeniach ok. 7 pokolenia, symulator uruchamiany był ok. 30 razy.

Zastosowanie symulatora przybliżonego doprowadziło do znacznego ograniczenia liczby uruchomień symulatora dokładnego, które dla złożonych obiektów stanowią główny koszt wyznaczenia modelu odwrotnego opisaną metodą.

Tab. 1. Otrzymane wyniki

wersja symulatora, liczba uruchomień algorytmu	początkowe uruchomienia algorytmu		końcowe uruchomienia algorytmu	
	rozwiązanie w pokoleniu (średnio)	liczba uruchomień symulatora (średnio)	rozwiązanie w pokoleniu (średnio)	liczba uruchomień symulatora (średnio)
dokładny, 50	6	1000	6	1000
przybliżony, 50 z kasowaniem pamięci	8	100	8	100
przybliżony, 10x50 bez kasowania pamięci	8	100	7	30

7. PODSUMOWANIE

Otrzymane wyniki potwierdzają przydatność stosowania algorytmu ewolucyjnego w optymalizacji przykładów do wyznaczania modeli odwrotnych, zastosowanie symulatora przybliżonego umożliwia zastosowanie tej metody dla złożonych obiektów rzeczywistych.

Niezależnie od przedstawionych sposobów optymalizacji zbioru przykładów można zastosować algorytm ewolucyjny do poszukiwania postaci funkcji interpolującej przykłady.

LITERATURA

- [1] Arabas J.: Wykłady z algorytmów ewolucyjnych, WNT, Warszawa 2001.

- [2] Cholewa W., Kiciński J.: Metody identyfikacji reguł dla diagnostycznych systemów doradczych. XXXV Sympozjon Modelowanie w Mechanice t.1, str. 57-66, Zeszyty Naukowe Katedry Mechaniki Technicznej, Gliwice, 1996.
- [3] Cholewa W., Kiciński J. (red.): Diagnostyka techniczna. Odwrotne modele diagnostyczne, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 1997.
- [4] Cholewa W., Urbanek G.: Optimization of examples for identification of inverse diagnostic models, Symposium on Methods of Artificial Intelligence in Mechanics and Mechanical Engineering AI-MECH 2001, Gliwice 2001.
- [5] Cholewa W., White M.F.: Application of neural networks for inverting of vibration models. Politechnika Śląska, Gliwice, 1994. Zeszyty naukowe – Mechanika z.116.
- [6] Goldberg D.E.: Algorytmy genetyczne i ich zastosowania, WNT, Warszawa 1998.
- [7] Klimek A.: Metody doskonalenia odwrotnych modeli diagnostycznych. Politechnika Śląska, Gliwice, 1999. Zeszyty naukowe – Mechanika z.134.
- [8] Michalewicz Z.: Algorytmy genetyczne + struktury danych = programy ewolucyjne, WNT, Warszawa 1999.
- [9] Sławik D.: Generator drgań. Raport KPKM.
- [10] Urbanek G.: Czynniki wpływające na jakość i koszt rozwiązania w identyfikacji modeli odwrotnych z zastosowaniem algorytmu ewolucyjnego. VI Krajowa Konferencja Naukowo-Techniczna Diagnostyka Procesów Przemysłowych DPP'03, Władysławowo 2003.
- [11] Urbanek G.: Factors having an effect on quality and cost of solution in identification of inverse models with the application of evolutionary algorithms, Symposium on Methods of Artificial Intelligence AI-METH 2003, Gliwice 2003.



Mgr inż. Grzegorz URBANEK jest absolwentem Wydziału Mechanicznego Technologicznego Politechniki Śląskiej w Gliwicach. W roku 1999 rozpoczął studia doktoranckie w Katedrze Podstaw Konstrukcji Maszyn tejże uczelni. Jego zainteresowania skupiają się głównie wokół meto-

dot komputerowego wspomaganie projektowania i eksploatacji maszyn, sztucznej inteligencji oraz diagnostyki technicznej. W roku 1999 przebywał na stypendium w Fachhochschule Schweinfurt-Würzburg-Aschaffenburg (Niemcy) w ramach programu Socrates/Erasmus

DIAGNOSTICS THE NATURAL FREQUENCIES OF THE AUTOMOBILE DISC AND THEIR ANALYSIS

Jan VAVRO; Miroslav KOPECKY; Milan SAGA•

Faculty of Industrial Technologies – TnUAD, SK-020 32 Puchov,

*Faculty of Mechanical Engineering – ZU, SK-010 26 Zilina

T.Vansovej 1054/45 – Kolonka, SK-020 32 Puchov, SLOVAKIA,

mirkopecky@inmail.sk

Summary

The article deals with the analysis of the natural discs frequencies realized by the means of mathematic simulation by the finite elements method, by which the programs AutoCAD and Cosmos M were used. First fifty natural frequencies are presented for the listed type of the steel disc.

The experimental measurement for the listed disc type was made by the Doppler vibrometer. The results of the measurement are presented in a graphic form and the measurement was performed in radial and axial direction.

Key words: Diagnostic, frequency, experimental measurement, shape of disc.

1. INTRODUCTION

The discs of tyre casings belong to the main parts of transport vehicles. During the operation they are exposed to a big dynamic load. From their correct function in many cases depends the safety of their operation. While exposed to outside forces, they may be forced to oscillate that may cause the natural frequencies (in surroundings of resonance frequency) a dangerously high level of amplitudes. Premature tear and wear may appear and eventually it can damage the disc. Because of these facts, it is very important to know the frequencies of the natural vibration of the disc. During the construction of these discs, it is possible, by suitable geometric forms, (profile, shell thickness, beam) and also by the suitable selection of material

to influence the value of natural vibration frequencies. The theoretically calculated shapes of vibration and values of their frequencies are not 100% reliable, because the mathematic model is not able to explain all characteristics of the product. Because of these facts, it is necessary to make experimental verifications. Fig. 1 represents the detailed discs parts. The basic static load bearing capacity is 400 kg. The rim thickness is 2,4 mm, and the disc thickness is 3,95 mm. The output temperatures of the semi-products extruded by extruders are 110° –120° C. For further technological operations it is necessary to decrease their temperature to 40°C. This is realised usually in coolers where water is applied as a coolant medium. The cooling can be realised by spraying or by dipping.



Fig. 1. Detailed discs parts

2. THE NATURAL FREQUENCY AND NATURAL FORM CALCULATION

The mathematic model of the disc (Fig. 2) was designed in COSMOS M program like a four-nodal thin shell element. Only half of the model was created, as it is symmetrical around the centre line.

Under the true vibrations we understand the ability of the system to perform vibrations without the effect of excited oscillation. The natural frequencies and the natural vectors are dependent on the static parameters of the mechanical system (weight, stiffness, damping, respectively on the grip point coordinates), it means on structure of the \mathbf{M} , \mathbf{K} matrix. The number of natural shapes of vibrations is equal to the number of degrees of freedom of mechanical system. The basic natural shape of vibration is represented by the free vibrations of the system with the lowest natural frequency Ω_1 . The analysis was executed without the system damping.

The problem represents the solution of differential equation:

$$[\mathbf{M}]\ddot{q}(t) + [\mathbf{K}]q(t) = 0 \quad (1)$$

where

\mathbf{M} - is the symmetric weight matrix

\mathbf{K} - is the symmetric stiffness matrix

q, \ddot{q} - are column matrixes of generalized coordinates and accelerations

The solution of the equation (1) is searched in form:

$$q(t) = \mathbf{A} \sin(\Omega t + \varphi) \quad (2)$$

With the solution of the equation (2) we get:

$$\ddot{q}(t) = -\mathbf{A} \Omega^2 \sin(\Omega t + \varphi) \quad (3)$$

where \mathbf{A} - is a column n-dimensional matrix of amplitude displacement.

After the solution of equations (2),(3) into (1) and execution we get:

$$([\mathbf{K}] - \Omega^2 [\mathbf{M}])\{\mathbf{A}\} = \mathbf{0} \quad (4)$$

This equation represents the generalized problem of natural values whose solution was made by the iteration method of under space. This method is based on the idea of working inverse iteration with same natural vectors simultaneously. The initial vibration of the disc is displayed on Fig. 3, Fig.4, Fig.5, and in the table you will find the first fifty natural frequencies of the disc.

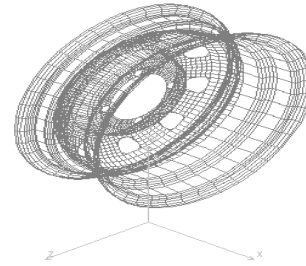


Fig.2 Calculated model disc
F_Mode = 1 16.7366 Hz

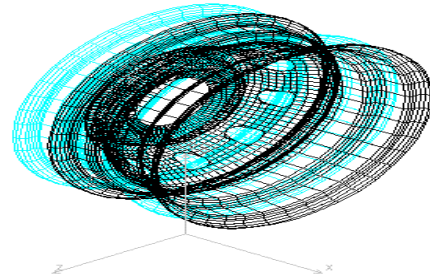


Fig.3. The first shape of disc vibration
F_Mode = 2 20.8501 Hz

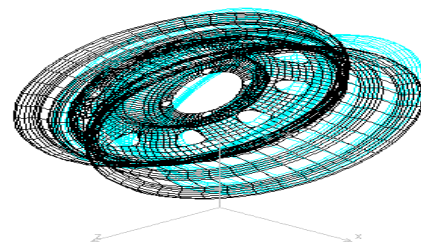


Fig.4. The second shape of disc vibration
F_Mode = 8, 36.3898 Hz

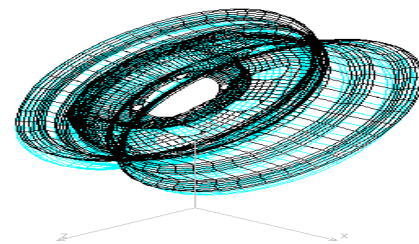


Fig.5. The eighth shape of disc vibration

3. THE EXPERIMENTAL MEASUREMENT OF THE NATURAL DISC FREQUENCIES BY THE DOPPLER VIBROMETER

By the measurement was the disc driven by the impact of the rubber hammer. The ray direction of the vibrometer laser head was changed so we could denote axial and radial oscillation amplitudes.

In the radial and axial direction we measured identical frequencies, it means that the disc, which deforms in axial direction deforms also in radial direction. The scheme of the apparatus by the measurement with the Doppler vibrometer is on the Fig. 6.

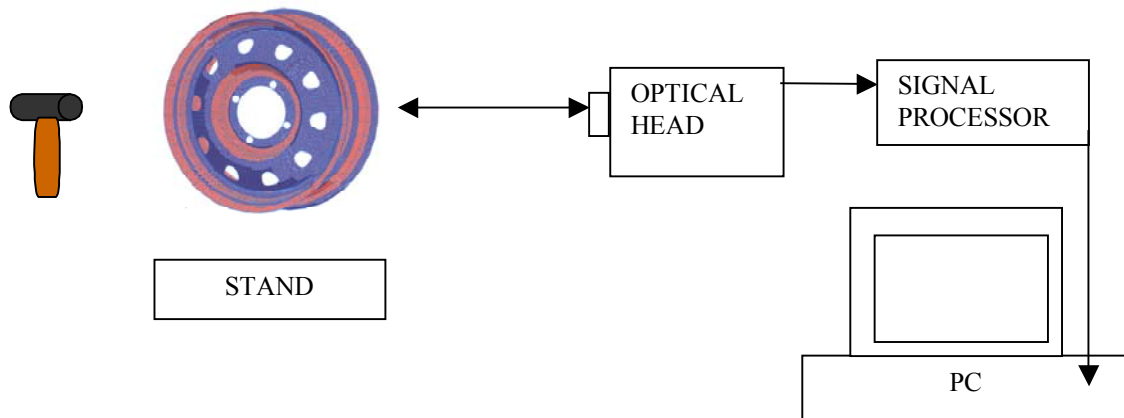
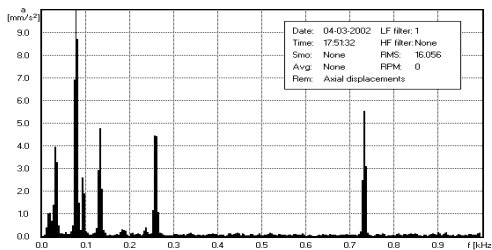
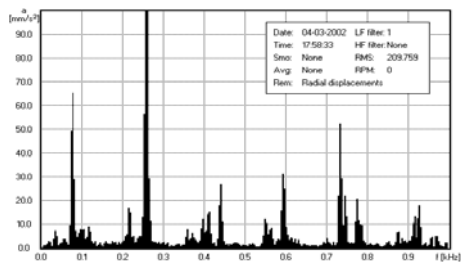


Fig. 6 The scheme of the apparatus by the measurement

On the graphs number 1 and 2 we can see measured frequencies of the iron disc in radial and axila direction



Graph 1. Natural disc frequencies in the axial direction



Graph 2. Natural disc frequencies in the radial direction

For the identification of the mainly axial modes we can't use ESPI (Electronic Speckle Pattern Interferometers), because radial modes form great amplitudes of the radial oscillation, which uncorrelated interference pattern ESPI, it means that on the sensitive area of the CCD camera will individual spots wobble in cross direction into amplitudes, in which is disturbed bilateral correlation between speckle structures of the duo exposure record. It means, that the interference pattern contrast will decrease virtually on zero and the pattern is not observable.

4. CONCLUSION

By the disc production we try that their natural frequencies should be out of the car operating frequencies. This fact guarantees greater car stability by the arbitrary operating mode, reduced vehicle noisiness and greater drive comfort.

If we compare the numerical calculation with the experimental measurement for the specified iron disc, we can see, that natural frequencies from the experimental measurement and computer simulation are almost identical

REFERENCES

- [1] Azar, J. J. : Matrix Structural Analysis, Pergamon Press, New York, 1972.
- [2] Bathe, K., J. : Finite element procedures in engineering analysis. Englewood Cliffs 1982.
- [3] Bathe, K. J., Wilson, E. L., Peterson, F. E. : SAP-IV, A Structural Analysis Program for Static and Dynamic Response of Linear Systems, Berkeley, 1973.
- [4] Sága, M.: Contribution to hardness dimensional thin – shell frames, Review of operating seminar “SETRAS” 97, Žilina 1997.
- [5] Sága, M.: Resistance calculation of tracked vehicles construction, Review of operating seminary“ Railway route and vehicle” Stará lesná, 1991.
- [6] Teplý, B. : Finite element methods. VUT, 1990.
- [7] Trebuňa F. - Bigoš P.: Intenzifikácia technickej spôsobilosti ťažkých nosných konštrukcií, VIENALA, Košice 1998.
- [8] Trebuňa, F., Bigoš, P., Ritók, J, Faltinová, E: Methods of judgement of possibility crane and the rail one-time overloading, In: EAN'97, Olomouc, pp. 50-55

Acknowledgements:

The authors expressed there thanks to Slovak Agency for Research and Science for its support of this work (grant 1/9413/02).

Authors:

Prof. Miroslav KOPECKY, Ph.D.

Email: mirkopecky@inmail.sk

Assoc.Prof. Jan VAVRO, Ph.D.

Email: vavro@ftpuchov.sk

Address:

Faculty of Industrial Technologies – TnUAD

T.Vansovej 1054/45 – Kolonka

SK-020 32 Puchov

SLOVAKIA

Assoc.Prof. Dr.-Ing. Milan SAGA

Email: saga@mppserv.utc.sk

Address:

Faculty of Mechanical Engineering – ZU

Velky diel

SK-010 26 Zilina

SLOVAKIA

AIR GAP MEASURING SYSTEM FOR PURPOSE OF DIAGNOSTICS AND CONDITION MONITORING

Vitalijus VOLKOVAS, Robertas MIKALAIUSKAS, Marija EIDUKEVICIUTE

Kaunas University of Technology, Technological Systems Diagnostics Institute
Kestucio str. 27b, fax +370 37 323720, tsdi@ktu.lt,

Summary

Converters (EMC) with air gap asymmetry, which influences the quality of generation process and characterises the technical condition of the generator. It is necessary to supervise air gap in generators, using measurement equipment. This work was intended to develop a theoretical basis for design of air gap measurement converter, investigating the mathematical model of rotary system with an air gap. The paper presents some numerical results of calculations, relationship between the converter's output signal and converter's geometrical parameters as well as their position in respect of each other can be used to achieve an optimal converter design. Measurement uncertainty model was developed and presented too.

SYSTEM MIERZENIA PRZESTRZENI POWIETRZA W CELU MONITORINGU I DIAGNOSTYKI STANU

Streszczenie

Maszyny elektryczne, np. generatory turbin hydraulicznych – to są systemy elektromechaniczne z asymetrią przestrzeni powietrza, która wywiera wpływ na proces generowania i charakteryzuje stan techniczny generatora. Konieczne jest śledzenie przestrzeni powietrza w generatorach, wykorzystując urządzenia mierzenia. Podczas tej pracy rozwija się podstawa teoretyczna przestawnika mierzenia przestrzeni powietrza, jest badany matematyczny model systemu rotorycznego z przestrzenią powietrza. W atrykule są przetwornika niektóre obliczenia, związek między sygnałem wychodzącym przetwornika a parametrami geometrycznymi przetwornika, rozmieszczeniem jego elementów względnie jeden drugiego. Wyniki mogą być wykorzystane w celu optymalizacji układu przetwornika i konstrukcji, stosowanej dla mierzeń w praktyce. Także byli ustawione czynniki, mające wpływ na wyniki mierzenia i był przedstawiony model niekrelonego mierzenia.

Keywords: diagnostics, monitoring, air gap measurement, measurement uncertainty

INTRODUCTION

The control of the electro-machine converter's (EMC), i.e. generators of hydraulic turbines, over monitoring of an air gap between the stator and rotor, is very important. The air gap asymmetry may be caused by the building, dynamic eccentricities, cone rotor, and ellipse shaped surfaces of the stator and rotor and other factors [1]. Technological inaccuracies resulting in an eccentricity are practically impossible to avoid in a production process [2]. During EMC operation the eccentricity tends to grow.

Eccentricity caused air gap asymmetry in EMC increases the general level of noise and vibration, induces one side magnetic traction force, which shortens the service life of bearings and decreases the unit reliability in general [3]. A large number of works about the influence of air gap asymmetry on EMC characteristics and parameters proves that air gap asymmetry is EMC related problem.

While discussing the efficiency and safe operation of generators specialists agree on the necessity to supervise an air gap in generators, i.e. on demand to

equip the control system with air gap monitoring. As any condition monitoring system cannot be designed and produced without the analysis of component integrity and optimal parameters, this work was intended to create a theoretical basis for the development of air gap measuring converter.

First of all in this task it is necessity to develop an air gap measurement converter be able to work in the same special operating condition. It is possible to investigate the behaviour of measurement converter in operating conditions mathematically, if is known the mathematical model of converter.

The results of theoretical investigation of such converter were published [4]. The developed mathematical model was experimentally checked and some influence factors were investigated, i.e. temperature, dusts etc., on the characteristics of converter. Part of these factors influence on uncertainty of air gap measurements. The developed mathematical and physical models of air gap converters were used for investigating of different influences on measurement uncertainty and these results are presented below.

SCHEMATIC CIRCUIT OF CONVERTER FOR AIR GAP MEASUREMENT AND ITS MODEL

The converter's described in this work functions based on electrical fields principle. The

converter is made of two electrodes, which are insulated from each other and screened from the base. An oscillator in the signal processing block sends a high frequency voltage signal to the signal transmitting electrode.

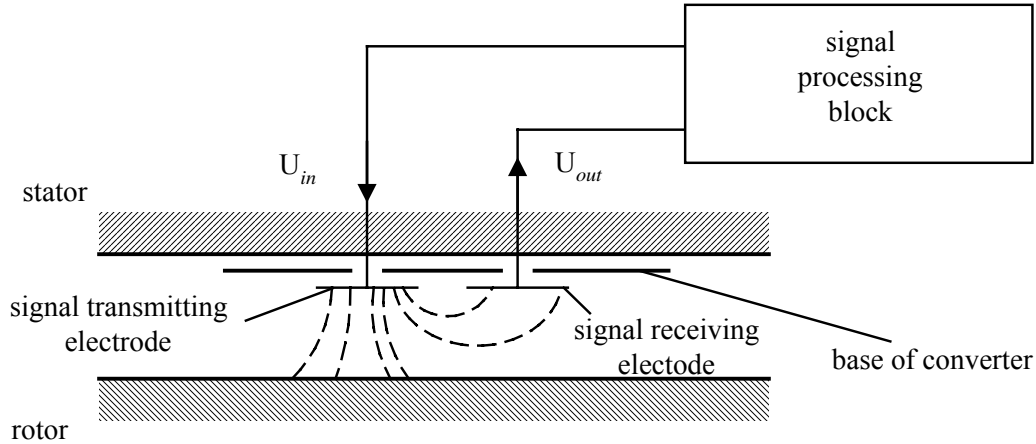


Fig. 1. System for air gap measurement between rotor and stator. Schematic circuit of converter operation

When an electrical field is generated, a part of it falls upon the receiving electrode and thereby the circuit of receiving electrode is fed. The distance between the converter and rotor surface influences the connection between the transmitting and receiving electrodes' electrical fields. Thus the signal (voltage) in the converter's output is proportional to the distance between the rotor and stator. According to Maxwell equation the electrical field conforms to the following conditions:

$$[\varepsilon] \frac{\partial^2 \vec{E}}{\partial t^2} + [\sigma] \frac{\partial \vec{E}}{\partial t} + \nabla \times [\nu] \nabla \times \vec{E} = - \frac{\partial \vec{J}_s}{\partial t} \quad (1)$$

where \vec{E} - electric field, \vec{J}_s - source current density; $\nabla \times$ - curl operator; $[\varepsilon]$ - permittivity matrix; $[\sigma]$ - electrical conductivity matrix; $[\nu]$ - reluctivity matrix. Interpretation of the above equation in finite elements results in the following matrix equation of dynamics:

$$[M] \frac{\partial^2 \{A_x\}}{\partial t^2} + [C] \frac{\partial \{A_x\}}{\partial t} + [K] \{A_x\} = \{F\},$$

$$[K] = \int_V (\nabla \times [W])^T [\nu] (\nabla \times [W]) dv,$$

$$[C] = \int_V [W] [\sigma] [W]^T dv, \quad (2)$$

$$[M] = \int_V [W] [\varepsilon] [W]^T dv,$$

$$\{F\} = - \int_V [W] \frac{\partial \{J_s\}}{\partial t} dv.$$

here $\{A_x\}$ - components of electrical field; $[W]$ - vector shape functions; $[K]$ - matrix of rigidity; $[C]$ - matrix of damping; $[M]$ - matrix of mass; $\{F\}$ - vector of action. Harmonic solution of the above presented formulation provides degree of freedom values of $\{A_x\}$ for all knots in the solution area.

Software package "ANSYS 5.5.1" including finite elements method was used to solve the above mentioned problems. A harmonic electromagnetic analysis of the converter's plane model (2-D) was performed. The model was based on the presumption that the electrical saturation of substances was low in the given case therefore a linear harmonic analysis was performed by assuming that permittivity characteristics were constant. The general procedure for the problems solution was as follows: 1) model preparation; 2) applying of loads; 3) voltage calculating on the receiving electrode by using mathematical model; 4) analysis of obtained results.

The converter's model was made by using plane elements PLANE13 which enabled to solve structural, piezoelectric, thermal, magnetic and electrical problems [5]. Element PLANE13 is determined by four knots each of which can have four degrees of freedom. While modelling B-H curves or permanent magnet demagnetization curves this element demonstrates non-linear magnetic features. In structural analysis this element is characteristic of large deformation qualities. By using PLANE13 elements the physical medium of converter was created and the qualities of substances were ascribed. Hereunder the characteristics of substances used for the converter's components and the characteristics of physical medium are presented in Table 1 [6]. Figure 2 presents the converter's BEM model.

Table 1

	Relative permeability	Electrical resistivity, Ω
Air gap	1	0.1e+14
Rotor	500	2.5
Stator	500	1.0
Converter base	4.0	4.0e+12
Converter electrodes	500	0.5

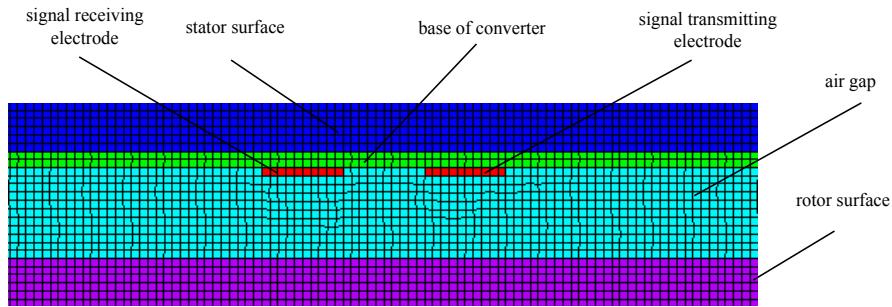


Fig. 2. Converter's calculating model 2-D made of elements PLANE13

The system was excited by means of high frequency voltage through the converter's transmitting electrode and the voltage in the signal receiving electrode was registered. Depending on a task the model was modified as follows: there was changed the distance between the rotor surface and electrodes' plates in the converter, the distance between the electrodes' plates, the height of electrodes' plates, and the width of electrodes' plates. Were investigated:

- Transfer function of converter
- Relationship between output voltage and distance between electrodes
- Relationship between output voltage and height of electrodes
- Relationship between output voltage and width of electrodes

Some results of investigation are presented in figures 3 – 5.

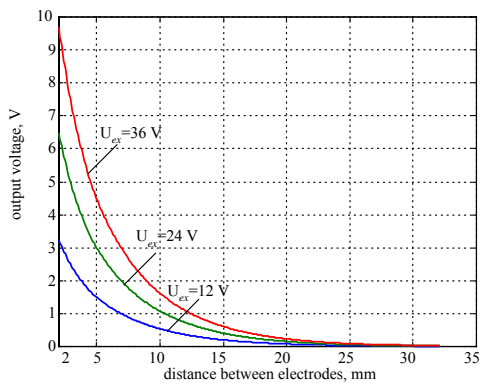


Fig. 3. Relation between output voltage of receiving electrode and air gap between electrodes with different values of excitation signal

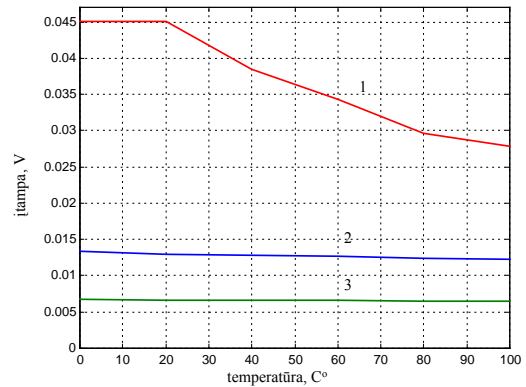


Fig. 4. Transfer function of the converter with different materials of the base: 1 – plastic on the base of silicon organic resin; 2 – fiberglass; 3 – non-polar dielectric of solid ionic crystal structure

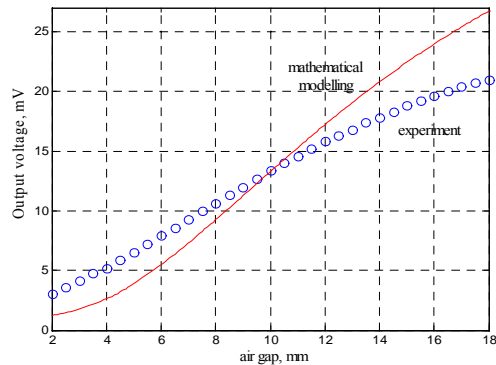


Fig. 5. Relation between output voltage of receiving electrode and air gap between stator's and rotor's surfaces

As we can see from the physical experiment (Fig. 5) and the results of the mathematical modelling (Fig. 3,4), with the help of converter mathematical modelling it is possible to evaluate the influence of single its geometrical parameters and environmental factors for measurement characteristics. But while trying to achieve the objective result, there is a need to evaluate the measurement uncertainty for further investigations.

PRIOR EVALUATION OF UNCERTAINTY IN AIR GAP MEASUREMENTS

Science and industry increasingly requires that the quality of a measurement be stated by an assessment of the measurement uncertainty.

The analysis of uncertainty in the measurement is made on the base of [7]. The first requirement when starting uncertainty analysis here is to identify the model functions $Y = f(X_1, X_2, \dots, X_N)$ where Y is the measurand determined from N input quantities X_1, X_2, \dots, X_N through a functional relationship f . An estimate of the measurand Y , denoted by y , is obtained from the previous

equation using input estimates x_1, x_2, \dots, x_N for the values of the input quantities. The output estimate, which is the result of measurement is thus given by $y = f(x_1, x_2, \dots, x_N)$.

The converter measures air gap between rotor and stator, having dynamical conditions. In fact, air gap is determined by using interaction between the converter's input and output electrodes. So, uncertainty influence quantities generally affect the measured output voltage, and thus we have indirect measurement.

The output voltage depends on:

- d – the air gap width, m;
- U_{in} – input voltage, V;
- s – the thickness of insulation, m
- insulation characteristics – one of the most influencing would be permittivity;
- air features – mostly depends on also permittivity.

When the output voltage signal is sent to the amplifier it may be affected by instability in the amplifier, and then by the instability in the indicator.

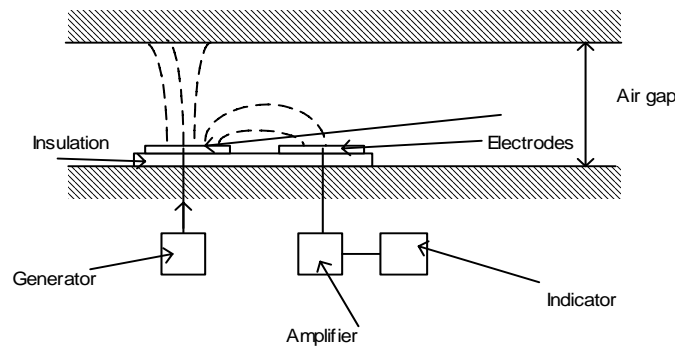


Figure 6. The structure of the system for measurement of the air gap between rotor and stator

As the air gap is evaluated through the dependence by U_{in} and U_{out} we have indirect measurements, so we must evaluate all influence quantities, which influence measurement of voltage.

The dependence of output voltage from the input voltage is presented below:

$$U_{out} = U_{in} \frac{C_2}{C_2 + C_3 + C_4} = 3 \left\{ \sum_{i=1}^{\left[\frac{a}{2r} \right]} \frac{\pi \epsilon_e \epsilon_0 l}{\ln \left[\frac{d_i + (2i-1)r - r}{r} \right]} \right\} * \left\{ \sum_{i=1}^{\left[\frac{a}{2r} \right]} \frac{\pi \epsilon_e \epsilon_0 l}{\ln \left[\frac{d_i + (2i-1)r - r}{r} \right]} + \epsilon_0 \epsilon_{air} \frac{S_1}{d} + \epsilon_0 \epsilon_{ins} \frac{S_2}{d_{ins}} \right\}^{-1} \tag{3}$$

then the dependence of the air gap from the input and output voltage would be:

$$d = 3 \epsilon_0 \epsilon_{air} S_1 \left(\frac{U_{in}}{U_{out}} - 1 \right)^{* -1} * \left\{ \sum_{i=1}^{\left[\frac{a}{2r} \right]} \frac{\pi \epsilon_e \epsilon_0 l}{\ln \left[\frac{d_i + (2i-1)r - r}{r} \right]} - \epsilon_0 \epsilon_{ins} \frac{S_2}{d_{ins}} \right\}^{-1} \tag{4}$$

here

- ϵ_{air} – air dielectric constant, ;
- ϵ_0 – vacuum dielectric constant, ;
- S_1 – the area of the electrode, mm²;
- U_{in} – excitation voltage, V;
- U_{out} – output voltage, V;
- a – the width of the electrode, mm;
- $2r$ – the thickness of the electrode, mm;

- d_1 – distance between electrodes, mm;
- ϵ_e – dielectric constant of the electrode;
- l – length of the electrode, mm;
- ϵ_{ins} - dielectric constant of the insulation;
- S_2 – area of the insulation layer;
- d_{ins} – width of the insulation area;
- C_2 – capacitance between electrodes of the converter, F;
- C_3 – capacitance of the air gap, F;
- C_4 – capacitance of the insulation, F.

As we see, the dependence of air gap from the input and output voltage is quite complex and is nonlinear. It also depends on geometrical and physical parameters of the whole construction.

INFLUENCE QUANTITIES AND THEIR EFFECT TO AIR GAP MEASUREMENT

Fig. 6 shows influence quantities, which effect the measurement of the air gap.

The generator generates input voltage which is sent to the signal transfer electrode. Electric field is generated, its part falls on the receiving electrode, and thus the circuit is fed. The distance between the converter and rotor surface is proportional to the distance between the rotor and stator.

Primary influence factors:

1. Rough surface of the rotor. As the rotor is made of tiny glued plates, while measuring air gap we get the deviation δ_{surf} , because the measured surface is uneven.
2. The electrical field depends also on the characteristics of the air. While the air temperature is changing, the air permittivity is also changing. With changing permittivity the output voltage is changing too. Here we get the uncertainty of the voltage u_{vol_air} .
3. While sending the output voltage signal to the indicator, the instability of the indicator occurs: the instability error of the indicator δ_{ind} .
4. There is also the calibration uncertainty in the indicator device u_{ind} .
5. Before the signal goes to the indicator, it experiences the instability of the amplifier, here we get the instability error of the amplifier δ_{amp} .
6. The amplifier also has its calibration uncertainty u_{amp} .
7. The instability in the generator results in the instability error of the generator δ_{gen} .

8. The generator calibration uncertainty u_{gen} .
9. The electrical field depends also on the characteristics of the insulation. While the ambient temperature is changing, the insulation permittivity is also changing. With changing permittivity the output voltage is changing too. Here we get the uncertainty of the voltage

u_{vol_insul} ,

Determination of standard uncertainties

1. We assume, that the probability distribution of the rotor surface unevenness is uniform, as recommends [7], so the uncertainty we get is:

$$u_{surf}^2 = \frac{\delta_{surf}^2}{3}. \tag{5}$$

2. From the dependence of the permittivity with the temperature we get the expression of the uncertainty u_{vol_air}

3. The probability distribution for the output voltage signal instability is uniform, so, the uncertainty we get is:

$$u_{ind_inst}^2 = \frac{\delta_{ind}^2}{3}. \tag{6}$$

4. From the calibration documents we get calibration uncertainty in the indicator device

u_{ind} .

5. The probability distribution for the output voltage signal instability in the amplifier is uniform, so, the uncertainty we get is:

$$u_{ampl_inst}^2 = \frac{\delta_{amp}^2}{3}. \tag{7}$$

6. From the amplifier calibration documents we get amplifier's calibration uncertainty u_{amp} .

7. The probability distribution for the output voltage signal instability in the generator is uniform, so, the uncertainty we get is:

$$u_{gen_inst}^2 = \frac{\delta_{gen}^2}{3}. \tag{8}$$

8. From the calibration documents we get calibration uncertainty in the generator: u_{gen} .

9. From the dependence of the permittivity from the temperature we get the expression of the uncertainty u_{vol_ins} .

In the Fig. 7 all factors in a diagram are showed.

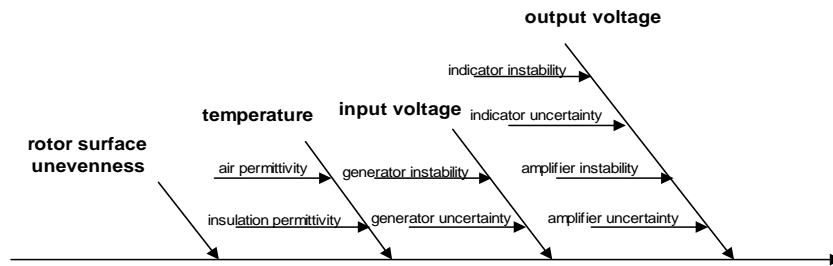


Figure 7. Cause-and-effect diagram of the measurement of air gap d between rotor and stator using analyzed converter

CALCULATION OF THE COMBINED STANDARD UNCERTAINTY

The combined standard uncertainty of the air gap according to the [7] would be:

$$U = \frac{U_d}{d} = \left[\left(\frac{u_{surf}}{d} \right)^2 + u_{vol_air}^2 + \left(\frac{u_{ind_inst}}{U_{out}} \right)^2 + \left(\frac{u_{ampl_inst}}{U_{out}} \right)^2 + \left(\frac{u_{ampl}}{U_{out}} \right)^2 + \left(\frac{u_{gen_inst}}{U_{in}} \right)^2 + \left(\frac{u_{gen}}{U_{in}} \right)^2 + u_{vol_ins}^2 \right]^{0.5} \quad (9)$$

CALCULATION OF THE EXPANDED UNCERTAINTY

It is known that the sum of the probability distributions of uncertainties finally produces the Normal distribution, so according the Guide of uncertainty evaluation in measurements, the expanded uncertainty would be:

$$U_{exp} = 2U \quad (10)$$

As the main influence factors for air gap measurement were evaluated, and mathematical model of uncertainty evaluation was constructed, now it is possible to evaluate the uncertainty of measurements, made with the created converter. But before the calculation of expanded uncertainty, two uncertainty values must be determined: the dependence of the permittivity with the temperature, using which the expression of the uncertainty u_{vol_air} is determined and the dependence of the permittivity from the temperature, using which the expression of the uncertainty u_{vol_ins} is determined.

CONCLUSIONS

- The results of preliminary model calculations show that the described converter type can be used to measure the air gap between the stator and rotor. This is base done the obtained transfer function of the converter. The calculations illustrating the relationship between the converter's output signal and the converter's components geometrical parameters as well as their position in respect of each other can be used to achieve and optimal converter design.
- The experiments made with constructed air gap converted show, that this model can be used in practice.
- The methodology for evaluation of uncertainty was studied. The structure was analyzed and the

influence factors, which effect the measurand were determined, on their base the model for measurement uncertainty calculation was settled.

REFERENCES

1. **Gečys S. J.** Uvėličenje načalnogo ekscentrisiteta električeskih mašin v ekspermintalnih uslovijah raboty // (in Russian). Elektrotechnika: Mokslo darbai. Vilnius, 1988.- Nr. 15 (24), p. 37-52.
2. **Jonušas R., Jurkauskas A., Volkovas V.** Rotorinių sistemų dinamika ir diagnostika. Kaunas: Technologija. 2001, p. 213-228.
3. **Vitalijus Volkovas.** Development and application of vibroacoustic diagnostics and condition monitoring methods in Lithuania // Insight. ISSN 1354-2575. BINDT, 2001, n. 6 (43), p. 376-380.
4. **R. Mikalauskas, V. Volkovas.** Air gap modelling and control possibilities in rotary systems // Ultragarasas. ISSN 1392-2114. Technologija, 2003, n. 1(46), p. 7-11.
5. ANSYS Release 5. Programinio paketo pagalbinės bylos. 1997, -400 p.
6. Spravochnik po elektromechanicheskim materialam. (in Russian). Том II. Москва: Госэнегиздаты, 1960, -512 с.
7. Guide to the expression of uncertainty in measurement. International Organization of Standartization (ISO), Geneva, 1995.



Ph. D. student Marija EIDUKEVICIUTE

Marija Eidukeviciute – date of birth 1978 03 11, sex – female, graduate in KTU Institute of Technological systems. In 1999 – bachelor of mathematical sciences of KTU, specialization – stochastic systems and computer analysis, in 2001 – master

of mathematical sciences of Vytautas Magnus University, specialization – mathematical methods in economy. Since 2002 – graduate in KTU Institute of Technological System Diagnostics. Research field is uncertainty, reliability of the results.

ODKRYWANIE WIEDZY W BAZACH DANYCH JAKO PROCES IDENTYFIKACJI MODELI DIAGNOSTYCZNYCH¹

Dominik WACHLA

Politechnika Śląska, Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn
ul. Konarskiego 18A, 44 - 100 Gliwice, fax: (32) 237-13-60, e-mail: dwachla@kpk.m.polsl.pl

Streszczenie

W referacie zaprezentowano problem zastosowania nowej dziedziny inżynierii wiedzy, jaką jest odkrywanie wiedzy w bazach danych w zakresie identyfikacji ilościowych modeli diagnostycznych. Przedstawiono genezę tej dziedziny, scharakteryzowano ją jako interaktywny i iteracyjny proces, a także wymieniono zadania oraz metody, jakimi się ta dziedzina posługuje. Szczególną uwagę zwrócono na metody odkrywania zależności funkcyjnych. W dalszej części referatu przedstawiono przykładowe zastosowania do zadań odkrywania statycznych zależności przyczynowo-skutkowych i „diagnostycznych” oraz zależności dynamicznych. W podsumowaniu dokonano analizy uzyskanych wyników oraz przeprowadzono dyskusję dotyczącą wprowadzenia zmian pozwalających zastosować te metody w praktyce.

Słowa kluczowe: bazy danych, odkrywanie wiedzy w bazach danych, modele diagnostyczne

KNOWLEDGE DISCOVERY IN DATABASES AS A PROCESS OF IDENTIFICATION OF DIAGNOSTICS MODELS

Summary

The paper deals with the problem of application of the new knowledge engineering domain, which is the knowledge discovery in databases (KDD), for the identification of quantity diagnostics models. The origin of the domain was presented. Then KDD was characterized as an interactive and iterative process. The tasks and methods used were specified, as well. The special attention was paid to the methods of discovering functional dependencies. The exemplary applications to tasks of static cause-and-effects and “diagnostics” dependencies and also dynamics dependencies were presented in the further part of the paper. The analysis of the obtained results was included in the summary, which discusses some changes in the KDD methodology allowing to put these methods into practice.

Keywords: databases, knowledge discovery in databases, diagnostics models

1. WPROWADZENIE

Jednym z obszarów zainteresowań diagnostyki technicznej maszyn jest pozyskiwanie wiedzy o relacjach zachodzących pomiędzy cechami stanu diagnozowanych obiektów, cechami ich wejść oraz cechami wyjść. Najczęściej wiedza o tych relacjach jest przedstawiana za pomocą modeli, w szczególności modeli ilościowych, które umożliwiają bezpośrednie wnioskowanie o cechach stanu maszyny. Identyfikacja tych modeli wiąże się z przygotowaniem odpowiedniego zbioru danych, który zazwy-

czaj jest pozyskiwany poprzez czynne eksperymenty diagnostyczne na stanowiskach badawczych lub na drodze symulacji komputerowych.

Z drugiej strony, istnieje wiele baz danych mieszczących się w obszarze zainteresowań diagnostyki technicznej maszyn, które mogą być źródłem użytecznej wiedzy diagnostycznej. Próby zastosowania klasycznych metod analizy danych, dla tego typu zbiorów napotykają przeszkody związane przede wszystkim z wielkością jak również z brakiem i niepoprawnymi wartościami zgromadzonych danych.

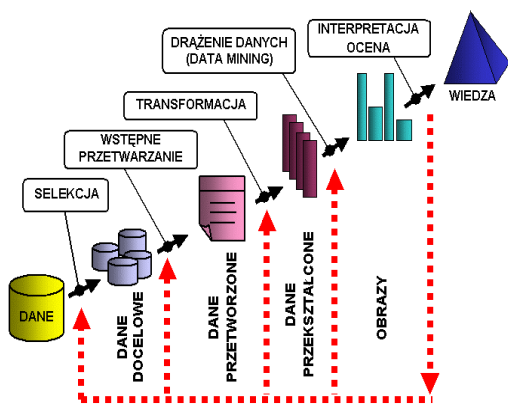
¹ Przedstawione wyniki uzyskano w trakcie badań częściowo finansowanych przez Komitet Badań Naukowych w ramach grantu promotorskiego Nr 4 T07B 059 26.

Naprzeciw tym problemom wychodzą metody rozwijane w ramach dziedziny zwanej odkrywaniem wiedzy w bazach danych (ang. Knowledge Discovery in Databases, KDD). Krótkie omówienie tych metod wraz z prezentacją przykładowych zastosowań w diagnostyce maszyn jest przedmiotem niniejszego referatu.

2. ODKRYWANIE WIEDZY W BAZACH DANYCH

Odkrywanie wiedzy w bazach danych jest nową dziedziną inżynierii wiedzy. Jej szybki rozwój jest związany z rosnącą z każdym rokiem liczbą baz danych oraz wielkością gromadzonych w nich danych, sięgającą w niektórych przypadkach kilku terabajtów. Analiza tak dużych zbiorów danych za pomocą konwencjonalnych metod statystycznych oraz metod uczenia maszynowego jest niemożliwa. Przyczyną takiego stanu rzeczy jest przede wszystkim nieprzystosowanie wymienionych metod do analizy tak wielkich zbiorów danych. W związku z tym zaistniała potrzeba opracowania nowych i/lub przystosowania istniejących już metod analizy danych. Odpowiedzią na to zapotrzebowanie są metody rozwijane w ramach odkrywania wiedzy w bazach danych.

Odkrywanie wiedzy w bazach danych jest procesem o iteracyjnym i interakcyjnym charakterze (rys. 1.). Stosowanie tego procesu wymaga wielu umiejętności oraz podejmowania różnych decyzji, co jest związane z posiadaniem wiedzy dziedzinowej o rozpatrywanym problemie. Na proces odkrywania wiedzy w bazach danych skład się wiele powiązanych ze sobą etapów (rys. 1.).



Rys. 1. Etapy procesu odkrywania wiedzy w bazach danych [3].

Wśród etapów procesu KDD kluczową rolę odgrywa etap drażenia danych (ang. Data Mining, DM). Etap ten jest poprzedzony wyborem zadania drażenia danych oraz metody drażenia danych.

Wybór zadania drażenia danych określa apriori wynik procesu odkrywania wiedzy oraz formę reprezentacji odkrytej wiedzy. Do typowych zadań DM zalicza się [1,3]:

- klasyfikację,
- aproksymację,
- odkrywanie zależności przyczynowych,
- odkrywanie zależności funkcyjnych,
- odkrywanie podobieństw,
- odkrywanie asocjacje.

Wybór zadania DM determinuje wybór określonej metody drażenia danych oraz algorytmów służących do poszukiwania w danych określonej klasy wzorców i ich parametrów tj. określonej formy reprezentacji wiedzy. Wśród metod stosowanych w DM wyróżnia się [1,3]:

- indukcję drzew decyzyjnych i reguł,
- metody minimalnoodległościowe,
- sieci neuronalne,
- sieci bayesowskie.

W obszarze diagnostyki technicznej i eksploatacji maszyn gromadzone są bazy danych, które w przeważającej większości zawierają dane liczbowe. Dla takiej klasy baz danych najbardziej odpowiednimi metodami DM są metody odkrywania zależności ilościowych łączących zadanie odkrywania zależności funkcyjnych i zadanie aproksymacji. Metody odkrywania zależności ilościowych pozwalają na odkrywanie wiedzy ilościowej w postaci modeli nieparametrycznych i/lub modeli parametrycznych. Odkrywanie modeli nieparametrycznych bazuje na zastosowaniu:

- Sieci neuronalnych,
- SVM (Support Vector Machines),
- MARS (Multivariate Adaptive Regression Splines),

zaś proces odkrywania modeli parametrycznych na zastosowaniu:

- algorytmów ewolucyjnych,
- programowania genetycznego,
- gramatyk bezkontekstowych,
- różnych metod heurystycznych.

Dodatkowo, w zależności od tego czy analizowane dane opisują własności obiektu czy procesu, odkrywana wiedza reprezentowana przez zależności ilościowe może mieć charakter:

- statyczny (np. równania algebraiczne),
- dynamiczny (np. równania różniczkowe).

Niezależnie od wyboru końcowej postaci odkrywanej wiedzy ilościowej, właściwe stadium odkrywania zależności funkcyjnych obejmuje następujące operacje:

1. automatyczne generowanie struktury modelu wskazanej klasy,
2. identyfikacji parametrów dla założonej struktury modelu.

W celu ograniczenia nakładów obliczeniowych oraz zwiększenia pewności odkrycia zależności istotnych statystycznie, przedstawiony powyżej schemat działań zostaje poprzedzony weryfikacją występowania zależności funkcyjnych za pomocą odpowiednich metod statystycznych, np. za pomocą tablic kontyngencji [4].

3. PRZYKŁADY ZASTOSOWAŃ

Badania w zakresie zastosowań metod KDD do odkrywania wiedzy w diagnostycznych bazach danych zostały zapoczątkowane przez W. Moczulskiego i J. M. Żytkowa [4]. Sformułowany został wówczas problem badawczy, dotyczący odkrywania dwóch rodzajów zależności:

1. zależności przyczynowo-skutkowych,

$$Y = f(X, U) \quad (1)$$

2. zależności „diagnostycznych”,

$$X = f(Y, U) \quad (2)$$

gdzie: Y - wyjścia, X - stan obiektu, U - sterowanie.

Aktualnie prowadzone badania dotyczą rozwoju metod odkrywania zależności dynamicznych [2] oraz ich zastosowania w różnych dziedzinach [7].

3.1. Identyfikacja zależności przyczynowo – skutkowych

W zakresie badań dotyczących zastosowania metod KDD w identyfikacji zależności przyczynowo skutkowych zastosowano bazę danych, w której zgromadzone dane opisywały rozkład niewyrównoważenia wzdłuż wału wirnika. Dane pozyskano za pomocą obliczeń numerycznych przeprowadzonych za pomocą systemu programów MESWIR [4]. Symulowano działanie wirnika wyposażonego w dwie tarcze i podpartego w łożyskach ślizgowych. Określony stan techniczny wirnika był uzyskiwany za pomocą siedmiu parametrów kontrolnych tj. prędkości obrotowej, położenia dwóch tarcz na wale wirnika oraz wartości niewyważenia i ich położenia kąowego na tarczach. Rejestrowanymi w bazie danych wartościami były cechy geometryczne obserwowanych trajektorii przemieszczeń wskazanych 4 węzłów modelu MES wirnika (m.in. węzły w podporach łożyskowych).

Dla omówionej powyżej bazy danych poszukiwano zależności przyczynowo-skutkowych wg następującej metodologii [4]:

- Selekcja i wstępne przetwarzanie danych.
- Dekompozycja wyselekcjonowanego zbioru danych na podzbiory w celu ujawnienia regularności zachodzących między atrybutami kontrolnymi i zależnymi.

- Poszukiwanie równań o możliwie tej samej strukturze w podziorach danych.
- Stopniowe uogólnianie równań w podziorach danych do równania wielu zmiennych.

Stosując powyższą metodologię wyznaczono układ 16 równań algebraicznych opisujących rozkład niewyważenia wzdłuż wału wirnika [4,5].

3.2. Identyfikacja zależności diagnostycznych

Proces odkrywania zależności „diagnostycznych” można przeprowadzić w sposób pośredni, polegający na „odwracaniu” (rozwiązywaniu) ilościowych zależności przyczynowo-skutkowych, lub bezpośrednio, stosując metodologię przedstawioną w poprzednim podpunkcie z uwzględnieniem zamiany ról atrybutów tj. atrybuty niezależne stają się atrybutami zależnymi, zaś atrybuty zależne stają się atrybutami niezależnymi. Dla rozważanego problemu, zastosowano pierwszą z wymienionych możliwości, tj. zależności „diagnostyczne” identyfikowano poprzez rozwiązywanie pozyskanego w pierwszej fazie badań układu równań przyczynowo-skutkowych.

W trakcie realizacji tej fazy badań, pojawił się problem nadokreśloności i nieliniowości rozwiązywanego układu równań. Powyższy problem rozwiązano poprzez zastosowanie:

- Zmodyfikowanej metody Newtona-Raphsona rozwiązywania układów równań nieliniowych [5].
- Algorytmów genetycznych [6].

Przykładowe wyniki uzyskane dla obydwu metod zestawiono w tabeli poniżej.

Tabela 1. Błąd predykcji stanu x_1 [6].

x_1	Algorytm genetyczny			Metoda Newtona - Raphsona		
	\hat{x}_1	Δ	Δ [%]	\hat{x}_1	Δ	Δ [%]
360	361	-1	-0.28	374	-14	-3.88
90	110	-20	-22.22	92	-2	-2.01
203	182	21	10.34	197	6	2.91
90	117	-27	-30.00	124	-34	-37.62

3.3. Identyfikacja zależności dynamicznych

Aktualny rozwój metod odkrywania zależności ilościowych w bazach danych koncentruje się na zależnościach dynamicznych danych w postaci równań różniczkowych [2]. Odkrywanie zależności dynamicznych stało się możliwe dzięki wprowadzeniu do systemów i algorytmów odkrywania zależności ilościowych, modułów numerycznego różniczkowania i całkowania danych.

W prowadzonych badaniach do odkrywania zależności dynamicznych w postaci równań różniczkowych, zastosowano m.in. algorytm *LAGRANGE* [2], który pozwala na odkrywanie tego typu równań dzięki procedurze różniczkowania numerycznego.

Schemat działania algorytmu obejmuje następujące etapy [2]:

1. Wyznaczenie wszystkich pochodnych zmiennych systemowych.
2. Generowanie nowych „termów” dla zbioru zmiennych systemowych i ich pochodnych.
3. Generowanie i testowanie równań.

Z uwagi na brak danych o charakterze dynamicznych, w badaniach zastosowano dane pozyskane poprzez symulacje numeryczne układu opisanego następującym równaniem różniczkowym:

$$m\dot{x} + b\dot{x} + cx + e(t) = 0 \quad (3)$$

gdzie: $e(t)$ - szum o rozkładzie równomiernym.

Działanie układu (3), symulowano w środowisku MATLAB/Simulink, przy czym brano pod uwagę różne kombinacje parametrów tego układu jak również różne wartości warunków początkowych i parametrów szumu $e(t)$.

Tabela 2. przedstawia przykładowe rezultaty procesu odkrywania równania (4) za pomocą systemu LAGRANGE dla trzech przypadków [7]:

- I – dane nie zawierały zakłóceń (szumu),
- II – dane zawierały zakłócenia (szum) o różnym stopniu natężenia,
- III – dane zawierały zakłócenia (szum) lecz na wstępie podlegały wygładzaniu.

Tabela 2.

Przykłady odkrytych równań różniczkowych [7].

Nr	Równanie	R	S
I	$\dot{x} = -36.00x - 2.40\ddot{x}$	1.000	0.0075
II	brak	—	—
III	$\dot{x} = -2.27 - 36.01x - 2.40\ddot{x}$	0.8608	3.9906

R – korelacja, S – odchylenie standardowe

4. PODSUMOWANIE

Wyniki przeprowadzonych dotychczas badań w zakresie odkrywania zależności przyczynowo-skutkowych i „diagnostycznych” potwierdzają przydatność zastosowanych metod. Wymagane jest przeprowadzenie badań dotyczących bezpośredniej identyfikacji zależności „diagnostycznych”.

W przypadku metod odkrywania zależności dynamicznych w postaci równań różniczkowych pojawia się m.in. problemem numerycznego różniczkowania zaszumionych danych. Dodatkowo, proponowane w tym zakresie metody nie uwzględniają możliwości badania stabilności odkrytych równań. W związku z tym, w dalszych badaniach przewiduje się modyfikacje istniejących metod polegające m.in. na zastąpieniu równań różniczkowych równaniami różnicowymi, wprowadzeniu procedury badania stabilności odkrywanych równań, jak również zastosowania procedury walidacji krzyżowej (ang. *cross*

validation) zapobiegającej nadmiernemu dopasowaniu odkrywanych równań do danych.

Weryfikacja proponowanych zmian nastąpi dla aktualnie przygotowywanej bazy danych zawierającej wyniki pomiarów parametrów procesowych agregatów pompowych pracujących w wyłączonych z eksploatacji szybach kopalnianych.

LITERATURA

- [1] Cichosz P.: *Systemy uczące się*. WNT, Warszawa 2000.
- [2] Džeroski S., Todorovski L.: *Discovering dynamics: From inductive logic programming to machine discovery*. Journal of Intelligence Information Systems, 4(1995), str. 89-108.
- [3] Frawley W., Piatetsky-Shapiro G., Matheus C.: *Knowledge Discovery in Databases - An Overview*. KDD collection, str. 1-30. Reprinted in AI Magazine, Fall 1992.
- [4] Moczulski W., Żytkow J.M.: *Discovery of diagnostic knowledge from multi-sensor data*. 15th SPIE AeroSense Meeting on Aerospace/Defense Sensing, Simulation and Control, Orlando, 16-17.04.2001.
- [5] Wachla D.: *The idea of method of searching for global inverse models in machinery diagnostics*, Materiały konferencji Methods of Artificial Intelligence in Mechanics and Mechanical Engineering, AI MECH 2001, Gliwice 2001, str. 291-294.
- [6] Wachla D.: *An Example of genetic algorithm application in knowledge discovery in databases*. Symposium on Methods of Artificial Intelligence in Mechanics and Mechanical Engineering, Gliwice 13 - 15.11.2002, str. 429 - 432.
- [7] Wachla D.: *Identyfikacja dynamicznych modeli obiektów mechanicznych metodami odkryć wiedzy w bazach danych*. VI Krajowa Konferencja Naukowo-Techniczna Diagnostyka Procesów Przemysłowych, DPP'03, Władysławowo 15-17 września, 2003, str. 337-340.



Mgr inż. Dominik WACHLA jest słuchaczem studiów doktoranckich na Wydziale Mechanicznym Technologicznym Politechniki Śląskiej. Jego zainteresowania badawcze skupiają się wokół zastosowań metod sztucznej inteligencji w diagnostyce technicznej maszyn.

Jest laureatem Stypendium Promocyjnego Fiata (nagroda zbiorowa wspólnie z D. Sławikiem i J. Wojtusikiem).

DIAGNOSTYKA EKSPLOATACYJNA ZINTEGROWANYCH URZĄDZEŃ RADIOLOKACYJNYCH MORSKIEGO STATKU HANDLOWEGO

Ryszard WAWRUCH, Tadeusz STUPAK

Wydział Nawigacyjny,
Katedra Nawigacji Technicznej
Akademia Morska, ul. Morska 81-83,
81-225 Gdynia, fax.: (0)58 6901101
e-mail: waw000@am.gdynia.pl

Streszczenie

Referat prezentuje międzynarodowe wymagania dla wyposażenia radiolokacyjnego morskich statków handlowych, jego niezawodności eksploatacyjnej i możliwości diagnostyki w fazie produkcji, dopuszczenia do pracy i eksploatacji oraz wyniki przykładowych testów diagnostycznych przeprowadzonych na urządzeniach rzeczywistych. Wnioski dotyczą możliwości stosowania testów diagnostycznych w czasie eksploatacji urządzeń radiolokacyjnych na statkach morskich.

Słowa kluczowe: radar, statek, diagnostyka

OPERATIONAL DIAGNOSTICS OF THE MERCHANT SEA-GOING SHIP'S INTEGRATED RADAR EQUIPMENT

Summary

Paper presents international requirements for sea-going merchant ship's radar equipment, its operational reliability and possibilities of diagnostics in the phase of production, admission to work and exploitation and results of the exemplary diagnostic tests conducted on the real equipment. Conclusions refer to the using possibilities of the diagnostic tests during exploitation of the radar equipment on board sea-going ships.

Keywords: radar, ship, diagnostics

1. WSTĘP

Morski statek handlowy jest specyficznym zakładem przemysłowym wyizolowanym ze środowiska, dla którego kontakt ze specjalistycznym serwisem jest możliwy tylko w określonych miejscach i w stosunkowo krótkich okresach czasu. Posiada on własny system energetyczny dostarczający energię elektryczną o zmiennych parametrach. Środowisko pracy urządzeń jest zapyłone i zanieczyszczone przeladowywanymi i przewożonymi substancjami i wodą morską. Charakteryzuje się znaczną zmiennością warunków termicznych i występowaniem przechyłów, przeciążeń i wibracji. Wszystkie te czynniki stwarzają maksymalnie niekorzystne warunki pracy urządzeń, które powinny wykazywać się równocześnie wysoką niezawodnością.

Kwestię wyposażenia radiolokacyjnego statków morskich normują postanowienia ratyfikowanej przez Polskę Międzynarodowej Konwencji o bezpieczeństwie życia na morzu. Zgodnie z jej wymaganiami każdy statek handlowy powinien być wyposażony, w zależności od wielkości i rodzaju żeglugi, w jeden lub dwa radary pracujące w pasmach „X” i „S” oraz w tak zwane pomoce nakresowe: elektro-

niczne pomoce nakresowe (EPA), urządzenia do automatycznego śledzenia ech radarowych (ATA) lub urządzenia do automatycznego prowadzenia nakresów radarowych (ARPA). Urządzenia te powinny być dopuszczone do eksploatacji na statkach przez administrację morską państwa ich bandery i mieć parametry techniczno-eksploatacyjne nie niższe od zalecanych przez Międzynarodową Organizację Morską. Administracja morską dopuszcza tylko urządzenia wyprodukowane przez producentów posiadających wdrożony system zarządzania jakością spełniający wymagania stosownej normy Międzynarodowej Organizacji ds. Normalizacji (ISO) i spełniające wymagania odpowiednich norm technicznych Międzynarodowej Komisji Elektrotechnicznej (IEC). W Polsce zadania administracji w tym zakresie pełni z jej upoważnienia Polski Rejestr Statków (PRS), który kontroluje urządzenia w fazie produkcji oraz po ich wytworzeniu i po zainstalowaniu na statku. Później, w czasie eksploatacji, sprawdza je w 12 miesięcznych okresach czasu. Stan techniczny urządzeń radiolokacyjnych kontrolują też, w ramach tak zwanych inspekcji okresowych i dorywczych, organy inspekcyjne administracji morskiej. Po wstąpieniu Polski do Unii Europejskiej powyższe pre-

pisy ulegną dalszemu zaostreniu zgodnie z wymaganiami Dyrektywy Rady 96/98/EC z dnia 20 grudnia 1996 roku dotyczącej wyposażenia nawigacyjnego statków.

Zgodnie z wymaganiami konwencyjnymi, jakkolwiek niesprawność urządzenia radiolokacyjnego lub pomocy nakresowej sprawia, że statek jest niezdatny do żeglugi. Jeżeli awaria nastąpiła w porcie, statek nie może go opuścić bez dokonania stosownej naprawy. Jeżeli do awarii doszło w morzu, statek powinien przerwać podróż i udać się do najbliższego portu celem dokonania naprawy. Kwestia sprawności urządzeń radiolokacyjnych jest więc niezwykle istotna nie tylko ze względu na bezpieczeństwo statku, ale również ze względu na aspekty ekonomiczne jego eksploatacji. Dlatego też opisywane urządzenia są wyposażane w programy diagnostyczne umożliwiające określenie przyczyny niesprawności i lokalizację uszkodzonego układu oraz skonstruowane w sposób mający umożliwić dokonywanie prostych napraw przez załogę statku nie posiadającą wykształcenia zawodowego w zakresie elektroniki.

2. ZASADY DIAGNOSTYKI URZĄDZEŃ RADAROWYCH

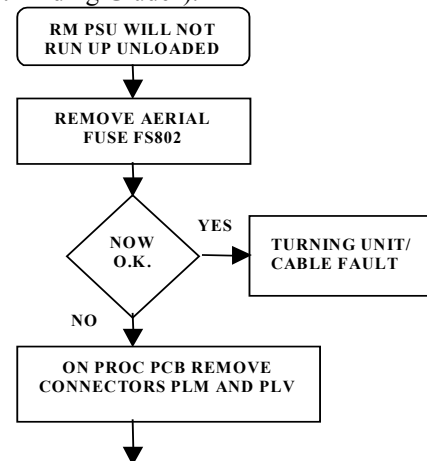
Czynniki wymienione we wstępie sprawiają, że urządzenia radiolokacyjne instalowane na morskich statkach handlowych są konstruowane w sposób mający umożliwić osobom je obsługującym lokalizację przyczyny niesprawności i dokonanie prostych napraw i podstawowych regulacji. Postępowanie mają ułatwiać: opisane w instrukcji urządzenia tak zwane schematy lokalizacji uszkodzeń lub zastosowanie układu testów diagnostycznych realizowanych automatycznie.

W pierwszym przypadku, urządzenie jest wyposażone w co najmniej kilka, a najczęściej kilkanaście, opisanych w instrukcji schematów postępowania. Schematy te wskazują operatorowi kolejne czynności, które należy wykonać celem uzyskania poprawnego działania lub zlokalizowania uszkodzonego podzespołu. Chcąc zidentyfikować odpowiedni schemat należy najpierw poprawnie zdefiniować objawy niesprawności, na przykład: brak sygnału wizyjnego, nieskuteczne działanie układów przeciwzakłóceńowych, nie efektywne śledzenie ech radarowych, itp. Fragment przykładowego schematu lokalizacji uszkodzeń przedstawia rys. 1.

Testy diagnostyczne mogą być załączane automatycznie lub manualnie (ręcznie). W pierwszym przypadku operator załącza tylko program diagnostyczny, a procesor realizuje automatycznie kolejno wszystkie testy, informując o wykrytych niesprawnościach poprzez podanie numeru kodowego błędu.

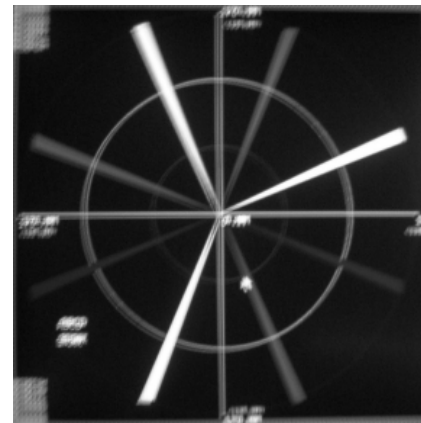
Przyczynę powstania błędu i czynności, które należy wykonać celem usunięcia niesprawności można określić korzystając ze specjalnej tabeli

umieszczonej w instrukcji urządzenia (tak zwanej „Fault Finding Guide”).



Rys. 1. Fragment jednego ze schematów lokalizacji uszkodzeń zastosowanych w radarze Racal Decca AC 1690.

W urządzeniach z testami załączanymi ręcznie, operator podejrzewając, który podzespół może być uszkodzony, załącza test kontrolujący poprawność jego pracy. Interpretacja wyniku testu należy często też do niego. Przykład takiego testu przedstawiono na rys. 2. Dotyczy on radaru Raytheon Pathfinder MK II ARPA. Na podstawie wygenerowanego obrazu kontrolnego operator ocenia poprawność działania urządzenia, liniowość odchylenia tak zwanego impulsu podstawy czasu (bardzo istotnej dla sprawności wskaźnika radarowego) oraz właściwe nasycenie kolorów.



Rys.2. Test wskaźnika radaru MK II ARPA

Na rys.3 przedstawiono wyniki testów i informacje o wykrytej niesprawności dla radaru ATLAS KRUPP AK 8600. Jak widać, diagnoza jest niejednoznaczna. Podejrzane są cztery układy. Zwykle po przeprowadzeniu wszystkich testów powinno się udać zawęzić ilość podzespołów podejrzewanych o uszkodzenie.

TEST 23 NO ERROR

TEST 24 ERROR NO 119

System fault/error No.	Cause	assembly	Activities
119	Wrong azimuth at head marker instant	AZ 3023 G 205 AZ 3023 G 217 AZ 3023 G 320	<ul style="list-style-type: none"> • Check the head marker signal • Exchange the assembly AZ 3023 G 205 (TU) • Exchange the assembly AZ 3023 G 217 (TC) • Exchange the assembly AZ 3023 G 320 (RS)

Rys.3. Wybrany test Radaru AK 8600

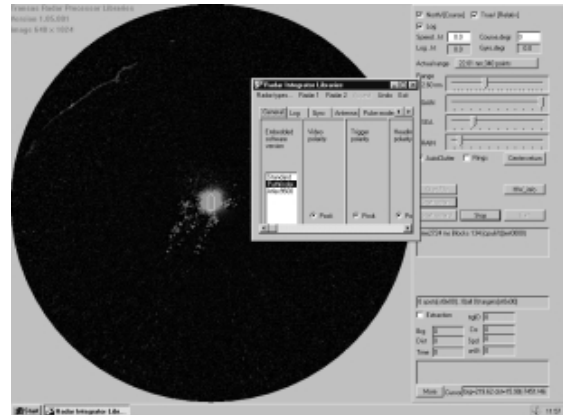
Zasady diagnostyki urządzeń do automatycznego prowadzenia nakresów radarowych (ARPA) oraz układów radarowych i śledzenia ech radarowych w systemie map elektronicznych i zobrazowania informacji nawigacyjnej (ECDIS) opisano w pracach wymienionych w spisie literatury.

3. PRZYKŁADOWE WYNIKI PRZEPROWADZONYCH TESTÓW DIAGNOSTYCZNYCH

W Katedrze Nawigacji Technicznej Akademii Morskiej w Gdyni sprawdzono eksperymentalnie poprawność działania układów diagnostycznych w dwunastu aktualnie posiadanych urządzeniach radiolokacyjnych zakupionych u ośmiu różnych producentów. Szczególną uwagę zwrócono na możliwość przeprowadzenia diagnostyki przez załogę statku. Testy diagnostyczne obejmują zwykle obwody wejściowe i jedynie wybrane układy wewnętrzne, dlatego nie pozwalają na pełną diagnostykę urządzenia. W niektórych urządzeniach (ARPA DB 2000 norweskiej firmy Norcontrol Konsberg) są praktycznie niewykonalne na statku, ponieważ nawet wprawnemu elektronikowi zajmują kilka godzin. W urządzeniach amerykańskiej firmy Sperry test uruchamia się automatycznie w momencie aktywacji danej funkcji i w wypadku pozytywnego jego wyniku funkcja jest dostępna, w przeciwnym wyświetlane są numery błędów (jeden do czterech).

W wypadku integracji urządzeń (np. radaru z mapą elektroniczną, logiem, żyroskopasem i odbiornikiem nawigacyjnym) testy są bardziej rozbudowane. Dodatkowo, dla zapewnienia poprawnej współpracy urządzeń, należy odpowiednio skonfigurować wiele parametrów, których wartości muszą być dobierane eksperymentalnie dla zmiennych warunków środowiskowych. Dla przykładu, w urządzeniu ECDIS firmy Transas (największego producenta tego typu urządzeń) operator przeprowadza

regulację obrazu radarowego, optymalizując wartości ponad dwudziestu parametrów i korzystając w tym zakresie z trzech różnych programów komputerowych. W warunkach statkowych jest to praktycznie niewykonalne.



Rys.4. Test ECDIS NaviSaylor 2500

W poprzednio wymienionym urządzeniu ARPA Raca Decca AC 1690, dla przeprowadzenia testów należy przełączyć przełącznik „SA8” w procesorze użytkowym znajdującym się wewnątrz urządzenia. Można przeprowadzić sześć grup testów, których numery są wyświetlane na ekranie. Równocześnie w czasie ich trwania należy ocenić poprawność sygnalizacji diod LED w urządzeniu. Poszczególne grupy testów służą do:

- pierwsza - diagnostyki obwodów wejściowych i wyjściowych panelu sterowania;
- druga - sprawdzenia poprawności położenia przełączników w procesorze narzędziowym i ich współpracy;
- trzecia - diagnostyki połączeń pomiędzy modułem ARPA a wskaźnikiem radarowym oraz do sprawdzenia jasności świecenia diod wyświetlacza ARPA;
- czwarta - diagnostyki poprawności danych przesyłanych z odbiornika radaru do procesora ARPA;
- piąta - sprawdzenia poprawności pracy anteny i czasosteru radaru;
- szósta - diagnostyki układu radarowego sygnału wizyjnego.

W każdej grupie należy wykonać kilka testów, które często wymagają dodatkowych regulacji. Ich stopień trudności sprawia, że powinien wykonywać je elektronik. Niestety, jego zatrudnienia na morskich statkach handlowych nie wymagają stosowne przepisy międzynarodowe, a więc są oni na bardzo niewielu jednostkach pływających, głównie specjalistycznych. Dodatkowym ograniczeniem możliwości przeprowadzenia testów omawianego urządzenia jest fakt, że lokalizacja punktów pomiarowych jest możliwa jedynie z instrukcją serwisową niedostępną na statku.

4. WNIOSKI

Z przeprowadzonych badań wynikają następujące wnioski:

1. Aktualnie produkowane urządzenia radiolokacyjne przeznaczone na morskie statki handlowe nie zapewniają możliwości dokonania samodzielnie przez załogę statku pełnej diagnostyki celem usunięcia niesprawności lub zamówienia wymiany niepoprawnie działającego podzespołu. Charakteryzują się one często znaczną liczbą błędów wskazań i wymagają niekiedy specjalistycznego sprzętu pomiarowego, którego nie ma na wyposażeniu jednostek pływających.
2. Schematy lokalizacji uszkodzeń charakteryzują się znaczną niezawodnością, lecz ich stosowanie jest czasochłonne i może wymagać specjalistycznego sprzętu pomiarowego.
3. Układy testów załączane automatycznie są zawodne i mogą błędnie zlokalizować przyczynę niesprawności.
4. Testy załączane manualnie mogą prezentować niejednoznaczne wyniki, których interpretacja może wymagać czasami dość znacznej wiedzy, szczególnie z zakresu elektroniki i informatyki.

LITERATURA

- [1] Stupak T., Wawruch R., Diagnostyka urządzeń do automatycznego prowadzenia nakresów radarowych (ARPA). Krajowy Kongres Metrologii „KKM'98”, Gdańsk 1998. Materiały, tom 5, referaty S8, S9, Politechnika Gdańska, 1998, str. 149-154.
- [2] Stupak T., „Badanie sygnału wizyjnego radaru na wskaźnikach mapy elektronicznej i ARPA” Zeszyty Naukowe Wydziału Elektrotechniki i Automatyki Politechniki Gdańskiej Nr 18 Gdańsk 2002, str. 181 – 188.
- [3] Stupak T., „Accuracy of Video radar signal on the ARPA display” 3rd International Congress on Maritime Innovations and Research, Bilbao 2002, Congress Proceedings, Bilbao, 2003 pp. 435-439.
- [4] Wawruch R., Zobrazowanie radarowego sygnału wizyjnego na monitorach komputerowych systemów ECDIS i ENC. Zeszyty Naukowe Wydziału Elektrotechniki i Automatyki Politechniki Gdańskiej Nr 18, Gdańsk, 2002, str. 219-230.
- [5] Wawruch R., Display of radar video signal on the ECDIS monitor. 3rd International Congress on Maritime Innovations and Research, Bilbao, 2002. Congress Proceedings, Bilbao, 2003, pp. 379-385.



Dr inż. Tadeusz STUPAK, oficer pokładowy, adiunkt w Katedrze Nawigacji Technicznej Akademii Morskiej w Gdyni, wykładowca elementów elektronicznych, nawigacji, radionawigacji i radiolokacji, egzaminator Komisji Egzaminacyjnej przy Dyr. Urzędu Morskiego w Gdyni, członek Sekcji Sterowania Ruchem Komitetu Transportu PAN.



Dr inż. kpt.ż.w. Ryszard WAWRUCH prof. nadzw. AM w Gdyni, wykładowca nawigacji, radionawigacji i radiolokacji, egzaminator Komisji Egzaminacyjnej przy Dyrekturze Urzędu Morskiego w Gdyni, Przewodniczący Sekcji ds. Bezpieczeństwa Żeglugi Krajowego Ośrodka ds. IMO, Wice Przewodniczący Rady Technicznej Polskiego Rejestru Statków, ławnik Izby Morskiej w Gdańsku, członek Grup Roboczych Międzynarodowej Organizacji Morskiej ds. urządzeń radarowych i zobrazowania informacji nawigacyjnej, Przewodniczący Zespołu Sterowania Ruchem Sekcji Sterowania Ruchem w Transporcie Komitetu Transportu PAN.

METODY PRZETWARZANIA SYGNAŁÓW DRGANIOWYCH W DIAGNOZOWANIU PRZEKŁADNI ZĘBATYCH

Andrzej WILK, Bogusław ŁAZARZ, Henryk MADEJ

Katedra Budowy Pojazdów Samochodowych, Wydział Transportu, Politechnika Śląska
ul. Krasińskiego 8, 40-019 Katowice, fax: (032) 603 41 08, e-mail: madej@polsl.katowice.pl,
lazarz@polsl.katowice.pl

Streszczenie

W referacie przedstawiono wyniki analiz zmian sygnałów prędkości drgań poprzecznych wałów przekładni wywołanych rozwojem pittingu na powierzchniach roboczych zębów badanych kół. W badaniach wykorzystano analizy czasowo-częstotliwościowe sygnałów. Zaproponowano wykorzystanie nowych miar zużycia pittingowego kół na podstawie rozkładów Wignera-Ville'a i analizy falkowej.

Słowa kluczowe: diagnostyka, przekładnie zębate, pitting, analiza falkowa

VIBRATION PROCESSING TECHNIQUES FOR FAULT DETECTION IN GEARBOXES

Summary

The article presents the laboratory examinations of some faults in helical gears. The signal changes of transverse vibration velocity of shafts during the process of pitting growth in the tooth working surface have been investigated. Synchronously averaged signals recorded in several measurement series at the increase on wear process have been analyzed in MATLAB environment with the application of pseudo Wigner-Ville transformation (WV) as well as the continuous wavelet transformation (CWT). Some new indices of pitting wear have been suggested and compared with other non-dimensional discriminants.

Key words: diagnostics, gearbox, vibration, wavelet, pitting

1. WSTĘP

Przekładnie zębate ze względu na ich powszechne stosowanie w układach napędowych są obiektem zainteresowania wielu ośrodków zajmujących się diagnostyką maszyn. Prowadzone są prace w celu stworzenia odpowiednich narzędzi wspomagających procesy rozpoznawania uszkodzeń, zwłaszcza w ich początkowych stadiach. Różnorodność rozwiązań konstrukcyjnych przekładni i układów napędowych sprawia, że pomimo istnienia różnych algorytmów analizy sygnałów diagnostycznych oraz reguł wnioskowania opracowanych na ich podstawie, posiadają one niewystarczający stopień pewności diagnozy. Spowodowane jest to tym, że różne rodzaje uszkodzeń występujących w przekładniach mogą wywoływać podobne efekty w sygnale wibroakustycznym [2].

2. WPŁYW PITTINGU POWIERZCHNI ROBOCZYCH KÓŁ NA SYGNAŁ WIBROAKUSTYCZNY

Przyczyną przyspieszonego zużywania się powierzchni roboczych kół zębatych jest bardzo czę-

sto zjawisko pittingu. Powodem tego rodzaju uszkodzenia jest zmęczenie warstwy wierzchniej wywołane cyklicznymi obciążeniami styku. Smarowanie, szczególnie olejami z dodatkami uszlachetniającymi intensyfikuje proces pittingu. Dlatego ważne jest wykrywanie początkowych stadiów tego procesu. Z dotychczasowych badań wynika, że wystąpienie pittingu można wykrywać poprzez analizę rozwoju wstęg bocznych w widmie drgań zwłaszcza w paśmie od 0 do f_z .

Zaawansowany pitting może być także powodem występowania częstotliwości rezonansowych w widmie. Proces rozwoju uszkodzeń kół wywołuje wzrost zjawisk nieliniowych oraz efektów niestacjonarnych [3]. Charakterystyczne cechy sygnału diagnostycznego można wyznaczyć na podstawie rozkładu jego energii na płaszczyźnie czasowo-częstotliwościowej [7].

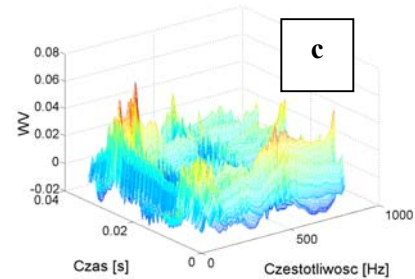
Podczas badań laboratoryjnych mierzono wibrometrem laserowym prędkości drgań poprzecznych wałów przekładni, rejestrując jednocześnie sygnały odniesienia zgodne z ich obrotami. Wyniki analizy widmowej uśrednionych synchronicznie sygnałów prędkości drgań wykazały wzrost

zawartości wstęp bocznych w widmach otrzymanych z kolejnych serii pomiarowych.

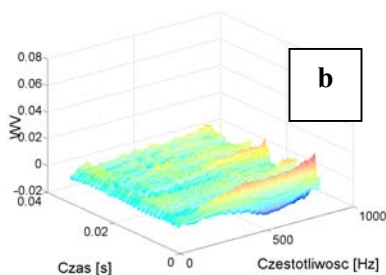
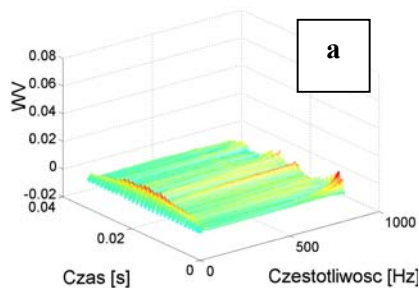
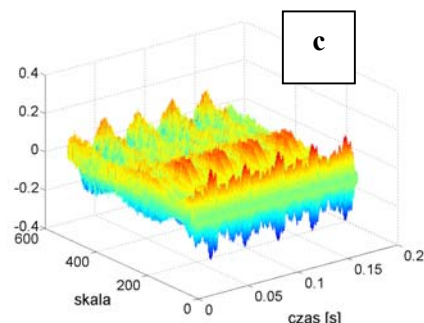
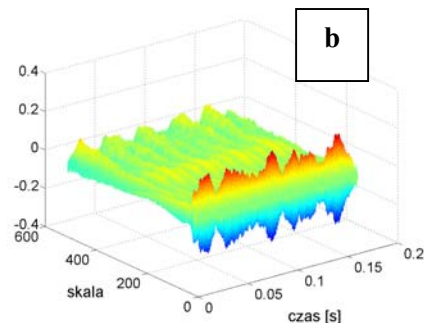
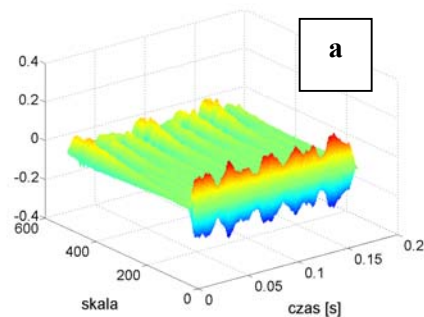
Sygnaly zarejestrowane w kilku seriach pomiarowych podczas narastania procesów zużycia analizowano w środowisku MATLAB wykorzystując transformację pseudo Wignera-Ville'a (WV), ciągłą analizę falkową (CWT) w paśmie od 0 do $0,9f_z$ oraz wybrane dyskryminanty bezwymiarowe.

Wyniki analizy WV dla trzech kolejnych serii pomiarowych przedstawiono na rysunku 1.

Ilościowe i jakościowe zmiany rozkładów WV (rys. 1) wskazują na wzrost niestacjonarnych zaburzeń sygnałów drganiowych wywołanych rozwijającym się pittingiem. Zmiany te są jeszcze bardziej widoczne w przebiegach czasowych sum dyskretnych wartości amplitud rozkładu WV wyznaczanych w przedziale częstotliwości od 0 do $0,9f_z$. Zaproponowano miarę ilościową zużycia w postaci współczynnika $WWWTP$ zdefiniowanego jako suma dyskretnych wartości amplitud rozkładu WV w paśmie od 0 do $0,9f_z$ i w okresie czasu odpowiadającym obrotowi koła $T_k=0,033$ sek. Zmiany wartości tego współczynnika są bardzo czułe na rozwój pittingu powierzchni roboczych kół. Badanie niestacjonarnych własności widmowych sygnału wymaga stosowania okien, które zewężają się przy analizie wysokich częstotliwości i ulegają rozszerzeniu przy analizie niskich częstotliwości. Takie własności posiadają transformacje całkowe oparte na falkach [1,8]. Do analizy wykorzystano falkę Morleta.



Rys. 1. Wyniki analizy WV w zakresie częstotliwości od 0 do $0,9f_z$, a – pierwsza seria pomiarowa (koła nie zużyte), b – druga seria pomiarowa (początkowe stadium pittingu), c – trzecia seria pomiarowa (zaawansowany pitting powierzchni roboczych)



Rys. 2. Wyniki analizy CWT, a – pierwsza seria pomiarowa (koła nie zużyte), b – druga seria pomiarowa (początkowe stadium pittingu), c – trzecia seria pomiarowa (zaawansowany pitting powierzchni roboczych)

Do oceny stopnia zaawansowania procesu zużycia zaproponowano miarę w postaci pierwiastka z sumy kwadratów współczynników $C(j,k)$ rozkładu CWT wyrażoną zależnością:

$$WCWT_p = \sqrt{\sum_{j=A}^B \sum_{k=0}^{K-1} |C(j,k)|^2} \quad (2)$$

gdzie: $K=4096$, $A=150$, $B=350$,

Miarę tę wyznaczano w przedziale skali $a=150 \div 350$ dla sygnału uśrednionego synchronicznie w okresie 0,16 s.

Dla porównania, do oceny stanu powierzchni roboczych badanych kół przyjęto także stosowane w badaniach przekładni zębatych dyskryminanty bezwymiarowe (FM0, FM4, NA4, MA6, MA8) [4,5,6] obliczone na podstawie sygnałów drgań uśrednionych synchronicznie.

Dyskryminantę FM0 wyznacza się jako iloraz uśrednionych międzyszczytowych amplitud sygnałów drgań do sumy wartości skutecznych w pasmach częstotliwości zazębienia f_z i jej harmonicznych. Jest ona uznawana za miarę oceniającą ogólny stan przekładni. Miary FM4, NA4 są wrażliwe na rozwój lokalnych uszkodzeń kół [4,6]. Natomiast zaproponowane przez Martina [6] miary M6A, M8A obliczone na podstawie wyższych momentów statystycznych służą do oceny zużycia powierzchni roboczych zębów.

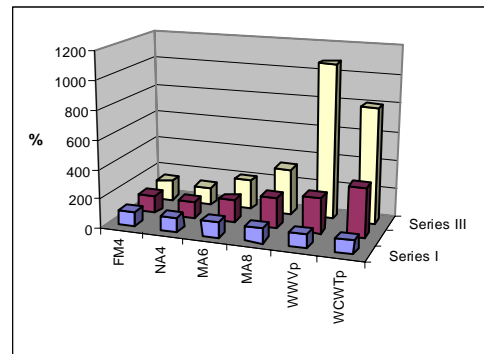
Do analizy sygnałów zarejestrowanych podczas badań wykorzystano sygnały resztkowe i różnicowe. W literaturze można spotkać różne sposoby realizacji sygnału resztkowego (residualnego). W niniejszej pracy sygnał resztkowy $r(t)$ otrzymano poprzez usunięcie z widma pasm zawierających składowe obrotowe wałów kół oraz składowe częstotliwości zazębienia i jej harmoniczne. Często pod pojęciem sygnału resztkowego rozumie się sygnał otrzymany poprzez usunięcie z widma jedynie częstotliwości zazębienia i jej harmonicznych. Sygnał różnicowy $d(t)$ otrzymuje się podobnie, lecz usunięte pasma wokół częstotliwości zazębienia i jej harmonicznych są szersze i obejmują wstęgi boczne związane z częstotliwościami obrotowymi kół zębatych [5].

Po usunięciu odpowiednich pasm częstotliwości w widmie wykonano odwrotną transformację Fouriera otrzymując czasowe reprezentacje sygnałów $r(t)$ i $d(t)$.

Zestawienie wartości dyskryminant bezwymiarowych oraz zaproponowanych wyżej wskaźników zużycia pittingowego przedstawiono w tabeli 1 oraz na rysunku 3.

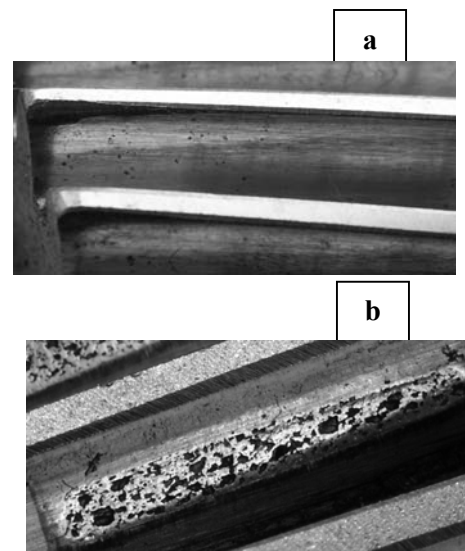
Tabela 1. Wartości dyskryminant bezwymiarowych oraz zaproponowanych miar zużycia pittingowego powierzchni roboczych kół zębatych

	FM4	NA4	M6A	M8A	WWV _p	WCWT _p
Seria I	2.12	2.3	6.3	23.25	50.5	6.4
Seria II	2.6	2.63	10	48.5	123.3	22.4
Seria III	3	2.9	13.4	75	543.7	52.0



Rys. 3. Zestawienie wartości dyskryminant bezwymiarowych oraz zaproponowanych wskaźników zużycia pittingowego

Na rysunku 4 przedstawiono powierzchnie robocze kół zębatych w pierwszej serii pomiarowej (koło nieuszkodzone) oraz po zakończeniu trzeciej serii pomiarowej z widocznym zużyciem wywołanym pittingiem.



Rys. 4. Powierzchnie robocze kół zębatych: a) w pierwszej serii pomiarowej, b) po zakończeniu trzeciej serii pomiarowej

Na podstawie analizy wyników badań stwierdzono, że największy wzrost wartości w miarę narastania zużycia pittingowego wykazują zaproponowane miary $WCWT_p$ oraz WWV_p .

3. PODSUMOWANIE

W praktyce diagnostycznej bardzo ważne jest stosowanie prostych miar zjawisk wibroakustycznych, które są łatwe do wyznaczenia i pozwalają wstępnie ocenić rodzaj powstającego uszkodzenia. Podstawowym zadaniem diagnostyki eksploatacyjnej przekładni zębatych jest wykrycie procesów degradacji i zużycia we wczesnych stadiach zanim doprowadzą one do awarii.

Badania wykazały, że wykorzystanie analiz czasowo-częstotliwościowych umożliwi wykrywanie wczesnych stadiów tych uszkodzeń. Zaproponowano wykorzystanie nowych wskaźników zużycia pittingowego kół otrzymanych na podstawie rozkładów Wignera Ville'a i analizy falkowej. Wrażliwość tych miar na zmiany stanu powierzchni kół porównano z wrażliwością niektórych dotychczas stosowanych dyskryminant bezwymiarowych.

LITERATURA

1. Batko W., Ziółko M.: Zastosowanie teorii falek w diagnostyce technicznej. AGH Kraków 2002.
2. Dąbrowski Z., Radkowski S., Wilk A.: Dynamika przekładni zębatych – Badania i symulacja w projektowaniu eksploatacyjnie zorientowanym. Warszawa – Katowice – Radom 2000.
3. Dąbrowski Z.: Non-Linear Resonance as a Diagnostic Symptom. Machine Dynamics Problems, Vol. 19, 19-27.
4. James Li. C., Limmer J. D.: Model – Based Condition Index for Tracking Gear Wear and Fatigue Damage. Wear 241, pp. 26-32, 2000.
5. Madej H., Czech P., Konieczny Ł.: Wykorzystanie dyskryminant bezwymiarowych w diagnostyce przekładni zębatych. Diagnostyka, Vol 28, str. 17-22, 2003.
6. Mosher, M., Pryor, A. H., and Huff, E. M.: Evaluation of Standard Gear Metrics in Helicopter Flight Operation. 56th Mechanical Failure Prevention Technology Conference, Virginia Beach USA, 2002.
7. Wilk A., Łazarz B., Madej H.: Metody wczesnego wykrywania uszkodzeń w przekładniach zębatych. Przegląd Mechaniczny, nr 3, 2002, s.14-18.
8. Wilk, A., Łazarz, B., and Madej H.: The Application of Wavelet Analysis in the Diagnosis of Toothed Wheel's Damages. Proceed. Internoise'99, USA. pp. 933-938, 1999.



Prof. dr hab. inż. Andrzej WILK jest kierownikiem Katedry Budowy Pojazdów Samochodowych Wydziału Transportu Politechniki Śląskiej, członkiem Zarządu Polskiego Towarzystwa Diagnostyki Technicznej. W pracy naukowej zajmuje się problematyką badań diagnostycznych przekładni zębatych metodami wibroakustycznymi. Jest autorem kilku książek i monografii oraz ponad 180 publikacji w czasopismach naukowych i materiałach konferencji zagranicznych i krajowych



Dr hab. inż. Bogusław ŁAZARZ jest pracownikiem naukowym Katedry Budowy Pojazdów Samochodowych Wydziału Transportu Politechniki Śląskiej. Specjalizuje się w zakresie diagnostyki wibroakustycznej przekładni zębatych, modelowania i wspomaganego komputerowo projektowania układów przeniesienia napędu z przekładnią zębatą oraz metod przetwarzania sygnałów. Jest autorem i współautorem ok. 85 artykułów opublikowanych w czasopismach oraz materiałach konferencyjnych. Członek Polskiego Towarzystwa Diagnostyki Technicznej i Sekcji Podstaw Eksploatacji Komitetu Budowy Maszyn PAN.



Dr inż. Henryk MADEJ jest pracownikiem naukowym Katedry Budowy Pojazdów Samochodowych Wydziału Transportu Politechniki Śląskiej. Zajmuje się problematyką związaną z wibroakustyką maszyn, diagnostyką przekładni zębatych, mechatroniką i metrologią. Jest autorem i współautorem ok. 95 artykułów opublikowanych w czasopismach oraz materiałach konferencyjnych. Członek Polskiego Towarzystwa Diagnostyki Technicznej.

WYKORZYSTANIE ANALIZY FALKOWEJ W DIAGNOZOWANIU LOKALNYCH USZKODZEŃ KÓŁ ZĘBATYCH

Grzegorz WOJNAR, Bogusław ŁAZARZ

Politechnika Śląska Wydział Transportu
ul. Krasińskiego 8, 40-019 Katowice

e-mail: grzegwoj@polsl.katowice.pl ; lazarz@polsl.katowice.pl ; tel: (032) 6034108, 6034323

Streszczenie

W referacie przedstawiono wykorzystanie ciągłej transformaty falkowej w diagnozowaniu lokalnych uszkodzeń kół zębatach przekładni. Przeprowadzono w warunkach laboratoryjnych diagnostyczne eksperymenty czynne polegające na pomiarach drgań poprzecznych wałów przekładni z zamodelowanymi lokalnymi uszkodzeniami kół zębatach takimi jak wykruszenie wierzchołka i pęknięcie u podstawy zęba. Wyniki pomiarów pozwoliły wybrać najbardziej przydatne do celów diagnostycznych falki bazowe i zaproponować nową miarę przydatną do wykrywania uszkodzeń elementów przekładni wykorzystującą wyniki analizy falkowej.

Abstract

This paper presents carried out laboratory tests, which were aimed at detecting early stages of chipping of the pinion tooth tip and tooth crack by measurement and analysis of transverse vibration speed of the transmission gear shafts. During co-operation of defected gear wheels the local unsteadiness appear in the generated vibration signal and therefore a complex continuous wavelet transform has been employed to its processing. It was selected a group of wavelets useful in diagnostics of pinion tooth chipping and tooth crack as well as the measure for tooth damage was proposed.

Keywords: Gear, wavelet analysis, tooth damage, laser measurements

1. WPROWADZENIE

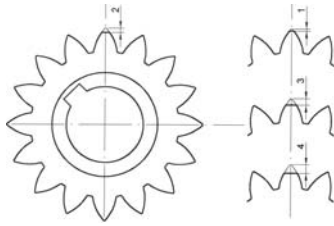
W przypadkach lokalnych uszkodzeń kół zębatach takich jak: wykruszenie wierzchołka lub pęknięcie u podstawy zęba, w początkowej ich fazie nie są zauważalne zmiany ogólnego poziomu drgań a uszkodzenie wywołuje krótkotrwałe impulsy siły przyspieszające jego rozwój i prowadzące do awarii. Wykrywanie tego typu uszkodzeń we wczesnej fazie jest bardzo trudne. Obiecujące wyniki daje w tym przypadku wykorzystanie laserowego bezkontaktowego pomiaru prędkości drgań poprzecznych wirujących wałów przekładni połączone z zaawansowanymi metodami przetwarzania sygnałów takimi jak rozkład Wignera Ville'a i ciągła transformata falkowa. W przypadku pomiaru prędkości drgań wału przekładni droga sygnału generowanego przez uszkodzenie koła zębatego lub łożyska ulega skróceniu i zostaje wyeliminowany wpływ złożonej transmitancji układu łożysko-korpus przekładni [5]. W referacie przedstawiono próbę wykorzystania sygnału prędkości drgań poprzecznych wału przekładni zębatej do wykrywania wykruszenia i pęknięcia u podstawy zęba. Do analizy zarejestrowanych sygnałów wykorzystano ciągłą zespoloną transformatę falkową (CCWT).

2. BADANIE PRZEKŁADNI Z USZKODZONYMI KOŁAMI

Celem sprawdzenia przydatności ciągłej zespolonej transformaty falkowej (CCWT) do wykrywania wykruszenia wierzchołka lub pęknięcia u podstawy zęba przeprowadzono badania doświadczalne i symulacyjne. Obiektem badań była przekładnia badana stanowiska pracującego w układzie mocy krążącej [3], w której zamontowany był komplet kół: o następujących parametrach geometrycznych:

- 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 zębniaka $x_1 = 0,8635$,
- współczynnik przesunięcia zarysu koła $x_2 = -0,5$,
- kąt pochylenia linii zęba $\beta = 0^\circ$.

Wykruszenie zęba zębniaka modelowano skracając ząb w kolejnych etapach, o 1 mm (rys. 1).



Rys. 1. Model koła z wykruszonym wierzchołkiem zęba (0, 1, 2, 3, 4 mm)

Skrócenie to spowodowało zmniejszenie czołowej liczby przyporu. do wartości przedstawionych w tabeli 1.

Tabela 1
Wpływ skrócenia zęba zębnika na wartość czołowej liczby przyporu

Wartość skrócenia [mm]	Długość odcinka przyporu [mm]	Względna długość odcinka przyporu [%]	ε_u	Podziałka zasadnicza [mm]
0	17,60506	100	1,33	13,278
1	16,03002	91,05348122	1,21	13,278
2	14,39671	81,77597804	1,08	13,278
3	12,69308	72,09904425	0,96	13,278
4	10,90272	61,92946801	0,82	13,278

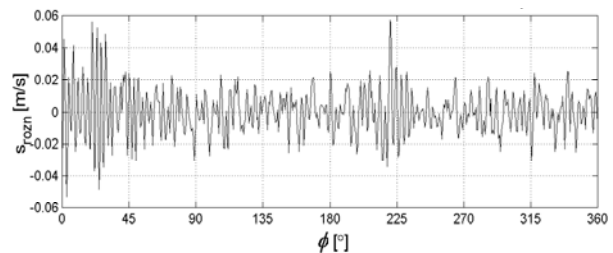
Podczas badań mających na celu wykrywanie wykruszenia wierzchołka zęba zębnika prędkość obrotowa zębnika wynosiła około 2700 obr/min, a moment obciążenia przekładni $M_2=207$ Nm, co odpowiadało obciążeniu jednostkowemu $Q=2,57$ MPa. Sygnał próbkowano z częstotliwością 25,6 kHz. Rejestrowano również synchronicznie sygnały odniesienia zgodne z obrotami wałów. Uszkodzony ząb zębnika współpracował z zębem koła w zakresie kąta obrotu wału Φ 200÷230° mierzonego od znacznika uśredniania. Na podstawie analizy pomiarów w różnych punktach i kierunkach pomiarowych stwierdzono, że najłatwiej można wykryć uszkodzenie koła zębatego dokonując pomiaru prędkości drgań poprzecznych wału w kierunku działania siły międzyzębnej.

3. ANALIZA WYNIKÓW BADAŃ

W celu wykrycia lokalnego uszkodzenia koła zębatego zastosowano uśrednianie synchroniczne okresem obrotu zębnika, które pozwoliło usunąć składowe niezwiązane z obrotem zębnika i poprawiło stosunek sygnału do szumu. Celem zminimalizowania wpływu odchyłki położenia znacznika uśredniania, która wynosiła maksymalnie ± 2 próbki, przeprowadzono obliczeniową korektę jego położenia wykorzystując estymację opóźnienia czasowego pomiędzy kolejnymi zarejestrowanymi rekordami, przedstawioną w [6].

Na podstawie przebiegu czasowego uśrednionego sygnału prędkości drgań poprzecznych wału zębnika trudno było stwierdzić czy nastąpiło wykruszenie zęba. Największa energia sygnału występowała w pasmach częstotliwości zazębienia f_z i jej harmonicznym. Składowe te maskują niskoenergetyczne zaburzenie spowodowane

uszkodzeniem [9]. Aby uwydatnić to zaburzenie wygenerowano sygnał różnicowy zgodnie z algorytmem przedstawionym w [7]. W sygnale tym (rysunek 2) nadal trudno było wyróżnić zaburzenie, które mogłoby pochodzić od uszkodzenia.



Rys. 2. Sygnał różnicowy prędkości drgań wału zębnika uśredniony okresem obrotu zębnika – wykruszenie zęba zębnika 2 mm

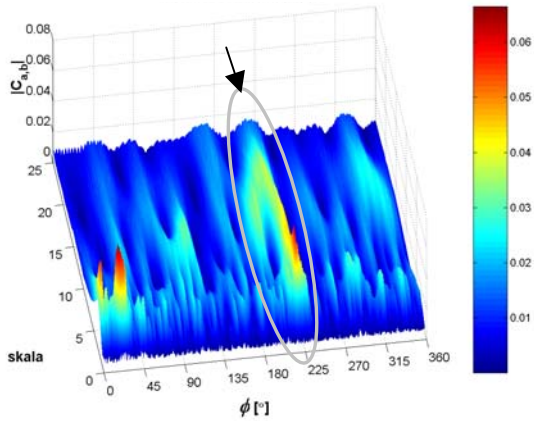
W ostatnich latach rozwijane są metody diagnostyki wykorzystujące analizę sygnału w dziedzinie czasu i częstotliwości (rozkład Wignera Ville'a – WV) lub czasu i skali proporcjonalnej do częstotliwości (ciągła transformata falkowa – CWT) [1,2,7] oraz metody oparte na sztucznej inteligencji. Transformata falkowa zapewnia automatyczne zawężenie okna przy analizie wysokich częstotliwości i jego poszerzenie dla niskich częstotliwości. Dlatego w niniejszej pracy do analizy sygnałów drganiowych pochodzących z przekładni zębatej wybrano ciągłą analizę falkową (CWT):

$$C_f(a,b) = \frac{1}{\sqrt{a}} \int_{-\infty}^{+\infty} f(t) \psi\left(\frac{t-b}{a}\right) dt \quad (1)$$

W przypadku sygnałów ciągłych współczynnik skali $a \in \mathbb{R}^+ - \{0\}$, parametr przesunięcia w dziedzinie czasu $b \in \mathbb{R}$. W przypadku sygnałów dyskretnych $x(n)$ gdy: $t=(n-1) \cdot \Delta t$, gdzie: $n=1,2,3,\dots,N$; N jest liczbą próbek; Δt jest okresem próbkowania: $a=2^j$, $b=k \cdot 2^l$ natomiast $C_f(a,b) = C(j,k)$.

Analizy prowadzono w systemie Matlab [8], który umożliwia wykorzystanie różnych falek bazowych. Zaproponowana w pracy [7] metoda pozwoliła na wytypowanie grupy falek bazowych szczególnie przydatnych do diagnozowania wykruszenia zęba zębnika takich jak: cGaus 2; cGaus 4; cGaus 5; cMorlet1 1,0; Frequency B-Spline 1-1-1,0; Shannon 2 3,0 oraz biorthogonal 3,5 i Meyer.

Na rysunku 3 przedstawiono przykładowy rozkład modułu współczynników $C_{a,b}$ CCWT sygnału różnicowego prędkości drgań poprzecznych wału zębnika w funkcji skali i kąta obrotu zębnika będącego liniową funkcją czasu, w przypadku zastosowania falki cGaus 4. Zaburzenie w sygnale różnicowym spowodowane uszkodzeniem wywołuje wzrost modułu współczynników $C_{a,b}$ w obszarze zaznaczonym na rysunku 3.

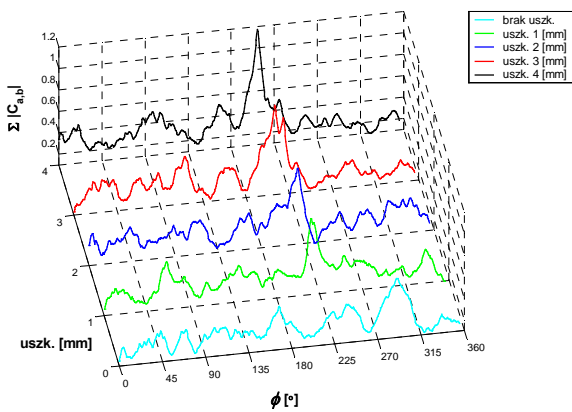


Rys. 3. Moduł współczynników $C_{a,b}$ CCWT – sygnał różnicowy w przypadku wykruszenia zęba zębniaka 2 mm – falka zespolona Gaus 4

W celu łatwiejszej interpretacji uzyskanych wyników dokonano sumowania wartości współczynników $C_{a,b}$ zgodnie z zależnością:

$$s(\phi) = \sum_{j=A}^B |C(j,k)| \quad (2)$$

Sumowania tego dokonywano, w przedziale skali ($A \div B$), w którym wartości współczynników $C_{a,b}$ dominowały w zakresie kąta obrotu odpowiadającego współpracy uszkodzonego zęba. Na rysunku 4 przedstawiono sumy modułów współczynników $C_{a,b}$ CCWT sygnału różnicowego przy zastosowaniu falki cGaus4.



Rys. 4. Suma modułów współczynników $C_{a,b}$ CCWT w przypadku zastosowania falki cGaus 4 - sygnał różnicowy

W zakresie kąta obrotu odpowiadającego współpracy uszkodzonego zęba widoczne są wyraźne ekstrema rosnące wraz ze wzrostem uszkodzenia.

Celem dalszych analiz było znalezienie miary, proporcjonalnej do wielkości wykruszenia. Zaproponowano miarę M_w określaną z zależności:

$$M_w = \frac{S'_u}{\overline{S'}_{z=0}} \quad [1], \quad (3)$$

gdzie:

S'_u – największe lokalne maksimum w:

$$S'(\phi) = |S(\phi)| - |\overline{S(\phi)}|, \quad (4)$$

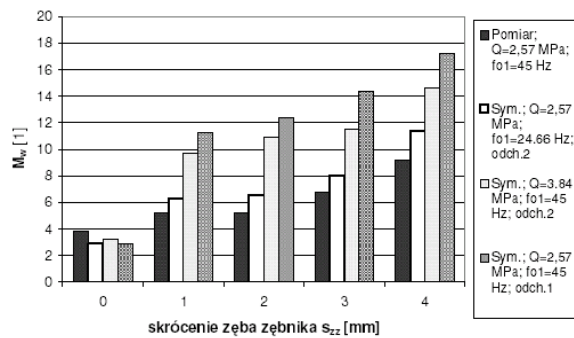
$|\overline{S(\phi)}|$ – wartość średnia w zakresie kąta obrotu wału zębniaka $0 \div 360^\circ$,

$\overline{S'}_{z=0}$ – wartość średnia z z_i najwyższych lokalnych wartości maksymalnych $S'(\Phi)$, w przedziale: $\phi \in (0^\circ, \phi_u - 0,5\phi_z) \cup (\phi_u + 0,5\phi_z, 360^\circ)$ dla kół bez uszkodzeń (nowych)

ϕ_u - kąt obrotu wału odpowiadający wystąpieniu S'_u ,

ϕ_z - kąt obrotu odpowiadający jednej podziałce zazębia

W celu sprawdzenia wpływu obciążenia przekładni, prędkości obrotowej i wartości odchyłek wykonania kół na zmiany zaproponowanej miary uszkodzenia wykorzystano zidentyfikowany model dynamiczny przekładni zębatej w układzie napędowym [4], który pozwalał na uzyskanie wyników zgodnych z doświadczeniem i skrócenie czasu badań [5]. Na rysunku 5 przedstawiono zmiany zaproponowanej miary M_w w funkcji skrócenia zęba zębniaka, w przypadku zastosowania CCWT i falki Gaus4. Miara ta sygnalizuje pojawienie się nawet nieznacznego wykruszenia wynoszącego 1 mm - w przypadku falki cGaus 4 jest to wzrost M_w o około 30%, a w przypadku falki Shannon 2 3,0 wzrost M_w o około 60%. Podsumowując można stwierdzić, że zaproponowana miara jest wrażliwa na wczesne stadia wykruszenia.

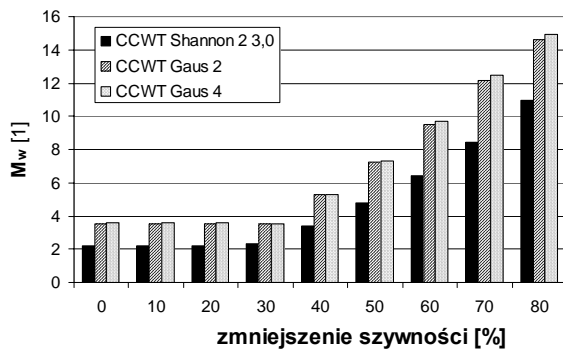


Rys. 5. Zmiany miary wykruszenia zęba M_w w funkcji głębokości wykruszenia w przypadku zastosowania CCWT i falki Gaus4 oraz różnych obciążeń przekładni, prędkości obrotowych i odchyłek wykonania kół (odch. 1 - $f_1 = -7 \mu\text{m}$; $f_2 = 5 \mu\text{m}$; $s_{1max} = s_{2max} = \pm 4,8 \mu\text{m}$; odch. 2 - $f_1 = 14 \mu\text{m}$; $f_2 = -10 \mu\text{m}$; $s_{1max} = s_{2max} = \pm 9,6 \mu\text{m}$)

Najłatwiej jest wykryć wykruszenie zęba zębniaka w przypadku przekładni z mniejszymi odchyłkami wykonania kół. Wzrost obciążenia przekładni powoduje większe ugięcie statyczne zębów a zatem maleją względne odchyłki wykonania kół zębatych

odniesione do ugięcia statycznego zęba i z tego powodu większa jest dynamika wzrostu miary M_w (rys. 5).

Podjęto również próbę zastosowania zaproponowanej miary M_w do wykrywania pęknięcia zęba, które modelowano poprzez zmniejszenie sztywności zazębienia w przypadku współpracy uszkodzonego zęba [3]. Na rysunku 6 przedstawiono zmiany M_w w przypadku zastosowania trzech różnych falek bazowych. Zaproponowana miara zaczyna wzrastać, gdy na skutek pęknięcia u podstawy zęba następuje zmniejszenie sztywności zazębienia o 40%. W przypadku zastosowanego obciążenia jednostkowego przekładni zmniejszenie sztywności zazębienia o 30% powoduje wzrost ugięcia statycznego zęba o około $6 \mu\text{m}$ a wartość ta jest mniejsza od występującej sumarycznej odchyłki wykonania kół i dlatego wykrycie uszkodzenia nie było możliwe.



Rys. 6. Wpływ falki bazowej na zmianę miary M_w - pęknięcie zęba koła, $f_{o1} \approx 45 \text{ Hz}$, $Q=2,57 \text{ MPa}$, odchyłki $f_1 = -7 \mu\text{m}$, $f_2 = +5 \mu\text{m}$, $s_{1max} = s_{2max} = \pm 4,8 \mu\text{m}$

4. WNIOSKI

Na podstawie przeprowadzonych badań doświadczalnych i symulacyjnych można stwierdzić iż:

- ciągła zespolona transformata falkowa szczególnie w przypadku zastosowania odpowiednich falek bazowych jest dobrym narzędziem do wykrywania lokalnych uszkodzeń kół zębatych takich jak: wykruszenie wierzchołka zęba koła lub pęknięcie u podstawy zęba
- zaproponowana miara M_w jest wrażliwa na wczesne stadia wykruszenia i pęknięcia a jej czułość wzrasta w przypadku gdy maleją względne wartości odchyłek wykonania odniesionych do ugięcia statycznego zęba.

LITERATURA

- [1] Batko W., Ziółko M.: Zastosowanie teorii falek w diagnostyce technicznej. AGH Kraków 2002.
- [2] Dalpiaz G., Rivola A., Rubini R.: Dynamic Modeling of Gear System for Condition Monitoring and Diagnostics. Kongres

Diagnostyki Technicznej, Gdańsk, 1996, (2), str. 185-192.

- [3] Dąbrowski Z., Radkowski S., Wilk A.: Dynamika przekładni zębatych. Warszawa-Katowice-Radom 2000.
- [4] Łazarz B.: Zidentyfikowany model dynamiczny przekładni zębatej w układzie napędowym jako podstawa projektowania. WiZP I.T.E w Radomiu, Katowice-Radom 2001.
- [5] 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.
- [6] Łazarz B., Wojnar G.: Uśrednianie sygnału drganiowego przekładni zębatej z wykorzystaniem różnych metod estymacji opóźnienia czasowego. DIAGNOSTYKA MASZYN, Węgierska Górka 2004 r.
- [7] Łazarz B., Wojnar G.: Detection of early stages of pinion tooth chipping in transmission gear. Machine Dynamics Problems 2003, Vol. 27, str. 23-34.
- [8] Misiti M., Misiti Y., Oppenheim G., Poggi J. M.: „Wavelet toolbox for use with Matlab” Version 2, Copyright 2000 by The Math Works, Inc.
- [9] Radkowski S.: Wibroakustyczna diagnostyka uszkodzeń niskoenergetycznych, Warszawa-Radom 2002.



Mgr inż. Grzegorz WOJNAR obecnie jest doktorantem na Wydziale Transportu Politechniki Śląskiej. Specjalizuje się w zakresie modelowania procesów dynamicznych, wspomagania komputerowego procesu projektowania oraz metod przetwarzania sygnałów.



Dr hab. inż. Bogusław ŁAZARZ jest pracownikiem naukowym Katedry Budowy Pojazdów Samochodowych Wydziału Transportu Politechniki Śląskiej. Specjalizuje się w zakresie diagnostyki wibroakustycznej przekładni zębatych, modelowania i wspomaganego komputerowo projektowania układów przeniesienia

napędu z przekładnią zębatą oraz metod przetwarzania sygnałów. Jest autorem i współautorem ok. 85 artykułów opublikowanych w czasopismach oraz materiałach konferencyjnych. Członek Polskiego Towarzystwa Diagnostyki Technicznej i Sekcji Podstaw Eksploatacji Komitetu Budowy Maszyn

ZASTOSOWANIE ŁĄCZONYCH MODELI LOKALNYCH W DIAGNOSTYCE MASZYN

Jacek WOJTUSIK

Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn, Politechnika Śląska
ul. Konarskiego 18 a, 44-100 Gliwice, fax: (32) 237-13-60 , e-mail: jwojtusik@polsl.pl

Streszczenie

Współczesna diagnostyka techniczna stosująca model boryka się często ze zbyt dużym stopniem złożoności stosowanych modeli. Rozwiązania tego problemu, najczęściej stosowane dotychczas, polegały na upraszczaniu niektórych zależności modelu bądź świadomym pomijaniu niektórych wejść obiektu celem uproszczenia struktury modelu. W referacie przedstawiono odmienne podejście polegające na stosowaniu zbioru stosunkowo prostych modeli lokalnych w miejsce jednego złożonego modelu globalnego. Taki zbiór modeli lokalnych nazywany jest wielomodelem.

Słowa kluczowe: modele lokalne i globalne, wielomodel, zbiory rozmyte, agregacja

APPLICATION OF JOINED LOCAL MODELS IN THE TECHNICAL DIAGNOSTICS

Summary

Nowadays technical diagnostics that applies a model struggles very often with a high-complexity degree of applying model. Solutions of that problem, applied most frequent so far, consisted in simplifying of some model relations or conscious omitting of some object inputs with the purpose of making a model structure simpler. In the paper, it is presented inflected approach that consists in application of a set of simply local models instead one complex global model. Such a set of local models is called multi-model.

Keywords: local and global models, multi-model, fuzzy sets, aggregation

1. WSTĘP

Wiele współczesnych maszyn działa w warunkach krytycznych. W związku z tym, konieczny jest nadzór i dokładne diagnozowanie ich stanu technicznego. W przeciągu kilkudziesięciu ostatnich lat rozwiniętych zostało wiele metod określania stanu technicznego maszyn. Początkowo większość badań diagnostycznych prowadzono poprzez pomiary bezpośrednio na obiektach technicznych. W miarę rozwoju komputerów i metod cyfrowego przetwarzania sygnałów zaczęto rozwijać metody diagnostyczne stosujące model. Metody te mają wiele zalet w porównaniu do metod bazujących na bezpośrednich pomiarach sygnałów pochodzących z obiektu. Przede wszystkim dobrze zidentyfikowany model może odzwierciedlać zachowanie się obiektu w różnych warunkach działania i/lub różnych stanach technicznych, które nie zaistniały w przeszłości podczas eksploatacji badanego obiektu. Ponadto, jeden model można zastosować do grupy maszyn o zbliżonej konstrukcji, co może znacznie obniżyć koszty projektowania i budowy systemów nadzoru. Jednak skuteczność tych metod w głównej mierze zależy od jakości zidentyfikowanego modelu. Główną niedogodnością, z jaką borykają się inżynierowie zajmujący się diagnostyką techniczną jest

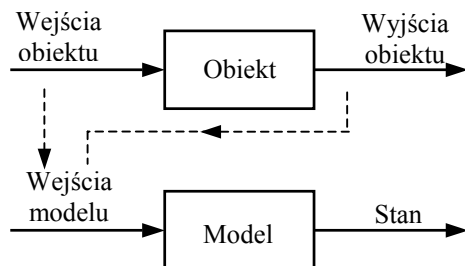
niejednokrotnie zbyt duży stopień złożoności stosowanego modelu.

W referacie omówiono alternatywne podejście do modelowania polegające na zastąpieniu jednego złożonego modelu globalnego zbiorem prostszych modeli lokalnych. Omówiono również sposoby otrzymania jednego wyjścia o charakterze globalnym na podstawie szeregu wyjść modeli lokalnych.

2. MODEL DIAGNOSTYCZNY

W diagnostyce techniczne najczęściej stosowana jest specyficzna klasa modeli, którą można określić mianem obserwatorów stanu. Są to modele, które reprezentują obiekt z perspektywy jego stanu technicznego, gdyż w odróżnieniu od na przykład modeli w teorii sterowania, wpływ na stan obiektu i/lub jego wejścia jest bardzo ograniczony. Rysunek 1 przedstawia ideę modelu diagnostycznego, w której obiekt jest rozpatrywany jako „czarna skrzynka”. Zarówno w obiekcie, jaki i w modelu wyróżniono wejścia i wyjścia, z tym, że wejścia i wyjścia modelu są wyznaczane na podstawie obserwacji i/lub pomiaru wielkości wejściowych i wyjściowych obiektu. Rozpatrywanie obiektu jako „czarnej skrzynki” jest bardzo wygodne, ponieważ nie wymaga wnikania w strukturę badanego obiektu. Nie-

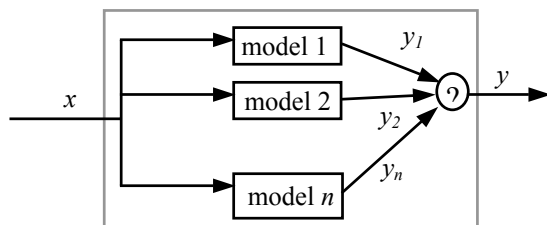
stety, wyodrębnienie zbioru sygnałów wejściowych pociąga za sobą konieczność świadomego pominięcia pewnych wejść. Oznacza to konieczność dostrajania modelu do badanego obiektu. Innym czynnikiem komplikującym zadanie identyfikacji modelu jest złożoność struktury współczesnych obiektów oraz procesów związanych z ich działaniem. Pociąga to za sobą złożoną strukturę modelu i zwiększa koszty jego identyfikacji.



Rysunek 1 Model diagnostyczny, [2]

3. WIELOMODEL DIAGNOSTYCZNY

Rozwiązaniem alternatywnym może być zastosowanie zbioru prostych modeli lokalnych w miejsce jednego złożonego modelu globalnego. Taki zbiór modeli nazywany jest wielomodelem (rys. 2).



Rysunek 2 Struktura wielomodelu, [5]

Każde wejście modelu lokalnego jest tożsame z wejściem wielomodelu a wyjście stanowi podstawę do wyznaczenia wyjścia wielomodelu.

Identyfikacja wielomodelu następuje w czterech podstawowych etapach:

- Określenie klas warunków działania i/lub stanów technicznych takich, że z punktu widzenia diagnostyki technicznej elementy należące do jednej klasy są nierozróżnialne;
- Wybór odpowiedniego modelu lokalnego dla każdej klasy;
- Identyfikacja modeli lokalnych na podstawie danych uzyskanych z obiektu;
- Wyznaczenie wyjścia wielomodelu na podstawie wyjść modeli lokalnych.

Wielomodele stosowane były z powodzeniem w takich dziedzinach, jak: teoria sterowania ([6],[7]) – do przewidywania stanu obiektów, w meteorologii ([8]) – do przewidywania pogody, w rozpoznawaniu

wzorców ([4]), a także w systemach CAD/CAM ([10]). Dotychczas w diagnostyce technicznej nie znalazły szerszego zastosowania. Wynikać to może głównie ze specyfiki modeli stosowanych jako obserwatory stanu, gdzie możliwość ingerencji w stan obiektu i/lub wpływu na wejście obiektu są bardzo ograniczone. W literaturze można znaleźć przykład wielomodelu bazującego na sieciach typu TSK (Takagi–Sugano–Kang) [3]. Są to modele bazujące na rozmytych sieciach neuronalnych.

4. METODY WYZNACZANIA WYJŚCIA WIELOMODELU

Jednym z ważniejszych problemów do rozwiązania, podczas identyfikacji wielomodelu, jest sposób wyznaczenia jego wyjścia na podstawie wyjść modeli lokalnych. Wśród metod wyznaczenia jednego wyjścia wielomodelu na podstawie kilku wyjść modeli lokalnych można wyróżnić trzy klasy: metody agregacji, przełączania i uzgadniania wyjść.

Agregacja wyjść polega na łączeniu wyjść modeli lokalnych w jedno wyjście wielomodelu w wyniku przekształceń matematycznych. Najprostszym przykładem agregacji może być średnia ważona. Różne metody agregacji są szeroko opisane w literaturze. Szerokie zastosowanie mają metody agregacji bazujące na teorii zbiorów rozmytych ([1], [11]), ponieważ w badaniach diagnostycznych często bazyje się na danych pomiarowych, w których część informacji może zostać utracona. Rozmytość jest wówczas bardzo dogodnym sposobem opisu takich danych.

Metoda przełączania modeli lokalnych polega na wyborze jednego modelu lokalnego, najlepiej dopasowanego do obiektu w rozważanej chwili czasu. Wówczas wyjście wybranego modelu lokalnego jest wyjściem wielomodelu. Metody określania wyjścia wielomodelu polegające na przełączaniu wyjść można potraktować jako szczególny przypadek agregacji, gdzie wszystkie wartości wag są równe zero z wyjątkiem jednej, której wartość wynosi jeden. Oczywiście w przypadku diagnostyki zadanie wyznaczenia wyjścia wielomodelu nigdy nie jest aż tak proste, w związku z tym wybrany model musi okazać się najlepszym reprezentantem obiektu w świetle przyjętego układu kryteriów.

Metoda określania wyjścia wielomodelu poprzez uzgadnianie ma swoją analogię do zachowań grupy ludzi, która we własnym gronie wypracowuje rozwiązanie, często kompromisowe, jakiegoś problemu. Wówczas pewne decyzje mogą być podejmowane na przykład poprzez głosowanie. W przypadku wielomodeli wybór modelu najlepszego w rozpatrywanej chwili czasu może następować poprzez sprawdzenie „zgodności” wyjścia modelu z wyjściem obiektu oraz z wyjściami innych modeli lokalnych.

5. PRZYKŁAD ZASTOSOWANIA

Wielomodele zostały zastosowane w badaniach diagnostycznych pomp odśrodkowych. Dane do ba-

dań w postaci plików cyfrowych zawierających sygnały wibroakustyczne zostały udostępnione przez CETIM (Centre Technique des Industries Mechanique) w Senlis (Francja). Obiektem była pompa odśrodkowa o nominalnej prędkości obrotowej wynoszącej 3000 obr/min i wydajności 250 m³/h. Czas pomiaru sygnałów wynosił około 7 minut a częstotliwość próbkowania 50 kHz. Pomiar przyspieszeń dokonywane były za pomocą jednego akcelerometru umieszczonego na korpusie pompy przy czym jego główna oś czułości była nachylona pod kątem 37° do płaszczyzny promieniowej wirnika. W badanej pompie wywołano 7 różnych stanów technicznych: kawitację, rozosiowanie promieniowe i kątowe, przycieranie, dławienie na przewodzie tłocznym, zapowietrzenie na przewodzie ssawnym, poluzowanie śrub fundamentowych. W niektórych przypadkach badania przeprowadzono dla różnych stopni zaawansowania uszkodzenia. Razem z badaniami pompy w stanie zdatnym w warunkach nominalnych można było rozróżnić 17 klas warunków działania i stanów technicznych pompy.

5.1 Wielomodel

Do identyfikacji wielomodelu posłużyły wartości gęstości widmowej mocy podrealizacji sygnałów wibroakustycznych. Długość każdej podrealizacji sygnału odpowiadała 100 obrotom wału pompy. Ze względu na konstrukcję pompy oraz na spodziewane symptomy stanów, widma gęstości mocy zostały podzielone na następujące pięć podzakresów, dla których będą identyfikowane modele: I – do 80 Hz, II – 80 do 500 Hz, III – 500 do 1500 Hz, IV – 1500 do 5000 Hz, V – 5000 do 20 kHz. Modele składowe bazowały na klasyfikatorze rozmytym – dla każdego pasma częstotliwości gęstości widmowej mocy identyfikowany był osobny model. Procedura identyfikacji poszczególnych modeli przebiegała w następujących etapach:

1. Poszukiwanie środków klas. Środek klasy był wielowymiarowym wektorem wyznaczonym na podstawie średniej ważonej wartości gęstości widmowej z wagami początkowymi równymi 1.
2. Na podstawie uzyskanego środka klasy wyznaczano nowe wagi poszczególnych przykładów uczących jako wartości funkcji przynależności zbioru rozmytego zgodnie z zależnością (1), [9].

$$\mu = \frac{|\mathbf{x}|^2 + |\bar{\mathbf{x}}|^2 - |\mathbf{x} - \bar{\mathbf{x}}|^2}{2|\mathbf{x}||\bar{\mathbf{x}}|} \quad (1)$$

gdzie: \mathbf{x} – wektor wartości gęstości widmowej otrzymanych z jednej podrealizacji sygnału określonego stanu technicznego, $\bar{\mathbf{x}}$ – wektor średnich wartości gęstości widmowych mocy uśrednionych na podstawie wszystkich wartości gęstości widmowej mocy podrealizacji sygnałów badanego stanu technicznego.

Zależność (1) w interpretacji geometrycznej wyraża wartość cosinusa kąta między dwoma

wielowymiarowymi wektorami wartości gęstości widmowej mocy. Takie zdefiniowanie funkcji przynależności powoduje, że wartości przynależności są wrażliwe na przykład na zmiany wartości amplitud poszczególnych składowych widma (tzn. na zmianę struktury widmowej sygnału), a nie są wrażliwe na zmiany wynikającej ze zmiany na przykład mocy sygnału.

3. Wyznaczenie nowego środka klasy.
4. Wyznaczenie odległości pomiędzy nowym i starym środkiem klasy zgodnie z zależnością (2)

$$\text{dist}(\mathbf{x}_n, \mathbf{x}_{n-1}) = \frac{\sum_{j=1}^m |\bar{\mathbf{x}}_n(j) - \bar{\mathbf{x}}_{n-1}(j)|}{0,5 \left(\sum_{j=1}^m |\bar{\mathbf{x}}_n(j)| + \sum_{j=1}^m |\bar{\mathbf{x}}_{n-1}(j)| \right)} \quad (2)$$

5. Iteracyjne doskonalenie klas poprzez powtarzanie kroków 1 i 2 do momentu, gdy środek klas w kolejnych iteracjach nie ulegał przesunięciu.

W ten sposób w każdym zakresie częstotliwości określono klasy stanu technicznego jako zbiory rozmyte, gdzie dla każdej klasy określono położenie środka klasy oraz wartości funkcji przynależności zbioru rozmytego dla wszystkich przykładów uczących danej klasy. Wyjście wielomodelu określone było poprzez uśrednienie wartości funkcji przynależności uzyskanych dla przykładów uczących we wszystkich podzakresach częstotliwości gęstości widmowej mocy.

5.2 Przykłady wyników

Testowanie wielomodelu przeprowadzono na zbiorze danych, które nie należały do zbioru uczącego. Przykład wyników przedstawiono w tabeli 1.

Tabela 1 Przykład wyników testów wielomodelu, [9]

Stan	Liczebność zbioru uczącego	Liczba błędów
dławienie (0 m ³ /h)	17	0
dławienie (50 m ³ /h)	128	8
dławienie (100 m ³ /h)	171	1
dławienie (150 m ³ /h)	134	0
dławienie (200 m ³ /h)	146	0
dławienie (280 m ³ /h)	146	4
dławienie (320 m ³ /h)	148	0
zdatny	476	241
rozosiowanie	95	1
poluzowanie śruby fundamentowej – przód	92	0
poluzowanie śruby fundamentowej – tył	113	1
przycieranie	126	1
kawitacja (1%)	126	18
kawitacja (3%)	160	17
kawitacja (6%)	162	1
zapowietrzenie przewodu ssawnego (9 l/min)	149	13
zapowietrzenie przewodu ssawnego (15 l/min)	151	7

Badania były powtarzane kilkakrotnie. W każdej próbie zmieniano przykłady należące do zbioru uczącego i do zbioru testowego, zachowując proporcję: 70 % wszystkich danych – zbiór uczący, 30 % – zbiór testujący.

W większości przypadków uzyskane wyniki były zadowalające. Wyjątek stanowią wyniki uzyskane dla stanu zdanego. W odróżnieniu od pozostałych stanów pompy w tym przypadku dane pochodziły z kilku pomiarów, gdyż po każdym pomiarze drgań pompy z uszkodzeniem, po przywróceniu sprawności dokonywano sprawdzającego pomiaru drgań. Wyniki mogą dowodzić, że po przywróceniu zdaności stan pompy odbiegał od stanu przed uszkodzeniem.

6. PODSUMOWANIE

Prezentowane podejście jest stosunkowo nowe w diagnostyce technicznej. Zastosowanie zbioru prostych modeli lokalnych w miejsce złożonego, często drogiego w identyfikacji modelu globalnego może być bardziej przejrzyste i łatwiejsze w interpretacji wyników dla użytkownika systemu diagnostycznego bazującego na wielomodelach. Ponadto, modele lokalne są łatwiejsze w identyfikacji, co może przyczynić się do obniżenia kosztów projektowania systemów nadzoru maszyn, przy równoczesnym zachowaniu jakości klasyfikacji. Przykład danych pomiarowych dla zdanego stanu pompy dowodzi jednak, że problem właściwej selekcji cech sygnałów ma istotny wpływ na uzyskane wyniki. W przypadku tej klasy stanu nie został spełniony warunek o nierozróżnialności elementów jednej klasy wewnątrz tej klasy. Z pomocą w rozwiązaniu problemu mogą przyjść metody badania wrażliwości diagnostycznej cech sygnałów.

LITERATURA

- [1] Cholewa W., *Aggregation of Fuzzy Opinions – An Axiomatic Approach*, Fuzzy Sets and Systems, Vol. 17, s.249-258, North-Holland 1985
- [2] Cholewa W., Kaźmierczak J., *Diagnostyka techniczna maszyn. Przetwarzanie cech sygnałów*, Skr. Pol. Śl. nr 1693, Gliwice 1992
- [3] *Diagnostyka procesów. Modele, sztuczna inteligencja, zastosowania*, Korbicz J.(red.), Kościelny J.M.(red.), Kowalczyk Z.(red.), Cholewa W.(red.), WNT, Warszawa 2002
- [4] Huang Y., Chan K.L., Zhang Z., *Texture classification by multi-model feature integration using Bayesian networks*, Pattern Recognition Letters, Vol. 24 (1-3), s.393-401, styczeń 2003
- [5] Johansen T.A., Murray-Smith R., *Multiple Model Approaches to Modelling and Control*, Francis&Taylor 1997
- [6] Porfirio C.R., Almeida Neto E., Odloak D., *Multi-model predictive control of an industrial C3/C4 splitter*, Vontrol Engineering Practise, Vol. 11 (7), s. 765-779, lipiec 2003
- [7] Rodrigues M.A., Odloak D., *MPC for stable linear systems with model uncertainty*, Automatica, Vol. 39 (4), s. 569-583, kwiecień 2003
- [8] See L., Abrahart R.J., *Multi-model data fusion for hydrological forecasting*, Computers & Geoscience, Vol. 27 (8), s.987-994, październik 2001
- [9] Wojtusik J. *Application of Multi-Models to Modelling of Centrifugal Pumps Behavior*, Symposium AI-METH 2003 (Artificial Intelligence Methods), Gliwice 2003
- [10] Xu X.Y., Wang Y.Y., *Multi-model technology and its application in the integration of CAD/CAM/CAE*, Journal of Material Processing Technology, Vol. 129 (1-3), s.563-567, październik 2002
- [11] Yager R.R., Kelman A., *Fusion of Fuzzy Information with Considerations for Compability, Partial Aggregation and Reinforcement*, International Journal of Approximate Reasoning, Vol. 15, s.93-122, sierpień 1996



Magister inżynier Jacek WOJTUSIK jest absolwentem Wydziału Mechanicznego Technologicznego Politechniki Śląskiej w Gliwicach. W roku 2000 rozpoczął studia doktoranckie w Katedrze Podstaw Konstrukcji Maszyn tejże uczelni. Jego zainteresowania skupiają się głównie

wokół metod komputerowego wspomaganie projektowania i eksploatacji maszyn, sztucznej inteligencji oraz diagnostyki technicznej. W roku 1998 odbył praktykę studencką w zakładach Ford Otosan A.S. w Istambule (Turcja), a w roku 2003 przebywał na trzymiesięcznym stypendium w Universite de Technologie de Compiegne (Francja) w ramach programu Socrates/Erasmus. Jest również laureatem Stypendium Promocyjnego Fiata (nagroda zbiorowa wspólnie z Damianem Sławikiem i Dominikiem Wachlą)

DIAGNOZOWANIE ŁOŻYSK TOCZNYCH Z ZASTOSOWANIEM PACZKOWEJ TRANSFORMACJI FALKOWEJ

Bogdan WYSOGLĄD

Politechnika Śląska, Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn
44-100 Gliwice, ul. Konarskiego 18a,
fax: (032) 2371360, email: bogdan.wysoglad@kpkmt.polsl.gliwice.pl

Streszczenie

W artykule przedstawiono przykłady zastosowań paczkowej transformacji falkowej do identyfikacji niesprawności łożysk tocznych. Paczkową transformację falkową wykorzystano do wielopasmowej filtracji sygnałów drgań rejestrowanych na obudowie łożyska. Doboru ortogonalnych baz falkowych, zastosowanych do analizy sygnałów, dokonano w oparciu o kryterium wykorzystujące ocenę intensywności impulsów wywołanych uszkodzeniem łożyska.

Słowa kluczowe: łożyska toczne, transformacja falkowa, diagnostyka, wibroakustyka.

ROLLING ELEMENT BEARINGS DIAGNOSING WITH THE USE OF WAVELET PACKED TRANSFORM

Summary

In this paper, the examples of an application of the wavelet packed transform for the evaluation of vibration signals of rolling element bearings for fault detection are described. The wavelet packed transform was applied to multiple band-pass filtering of the signal. The orthogonal base to a given signal, which contains information about shocks produced by bearing faults, has been matched.

Keywords: rolling element bearing, wavelet transform, diagnostics, vibration.

1. WPROWADZENIE

Powszechność stosowania łożysk tocznych w maszynach oraz fakt, że są one najczęściej elementami krytycznymi powoduje, że prace nad rozwojem wibroakustycznych metod diagnostyki technicznej łożysk tocznych są prowadzone w wielu ośrodkach badawczych.

W referacie przedstawiono przykłady zastosowania paczkowej transformacji falkowej do analizy sygnałów wibroakustycznych łożysk tocznych. Właściności transformacji falkowej (WT) powodują, że jest ona szczególnie przydatna do analizy sygnałów silnie niestacjonarnych np. o charakterze impulsowym, czyli sygnałów o cechach którymi charakteryzują się sygnały drgań łożysk tocznych.

Opisywane w literaturze metody diagnozowania najczęściej wykorzystują WT do wielopasmowej filtracji lub demodulacji sygnału (estymacji obwiedni sygnału)[1]. Metody te posiadają poniżej opisane trzy etapy.

1. Wybór funkcji bazowej i szeregu wartości skali które decydują o rozdzielczości w dziedzinie czasu i częstotliwości uzyskanych wyników transformacji.
2. Kolejnym elementem opisywanych metod jest wybór pasm w dziedzinie częstotliwości do

dalszych badań. W przypadku ciągłej transformacji falkowej wybierane są wiersze macierzy współczynników będącej wynikiem transformacji falkowej. W przypadku dyskretnej transformacji falkowej wybierane są tak zwane detale lub aproksymacje będące wynikiem dekompozycji sygnału na składowe wysokoczęstotliwościowe i nisko-częstotliwościowe.

3. Analiza wybranego wiersza macierzy współczynników WT (lub detali i/lub aproksymacji) umożliwiająca ocenę stanu technicznego łożyska i identyfikację rodzaju uszkodzeń. Oceny te dokonywane są na podstawie analiz w dziedzinie czasu lub częstotliwości.

Poniżej przedstawiono przykłady zastosowań paczkowej transformacji falkowej do wielopasmowej filtracji sygnałów drgań rejestrowanych na obudowie łożyska.

2. PACZKOWA TRANSFORMATA FALKOWA

W rozdziale przedstawiono paczkową transformację falkową do której opisu wykorzystano kwadraturowe filtry lustrzane. Transformacja falkowa dekomponuje sygnał na składowe niskoczęstotliwościowe i wysokoczęstotliwościowe z zastosowaniem

pary filtrów splotowych. Oznaczając przez $\{h_k\}_{k=0}^{L-1}$ filtr dolnoprzepustowy (reprezentujący funkcję skalującą) oraz przez $\{g_k\}_{k=0}^{L-1}$ filtr górnoprzepustowy (reprezentujący falke) operacje filtracji (splotu) i decymacji (poprzez odrzucanie co drugiej próbki) za pomocą filtrów h_k i g_k można zapisać [2, 3]

$$(Hf)_k = \sum_{l=0}^{L-1} h_l f_{2k+l} \quad (1)$$

$$(Gf)_k = \sum_{l=0}^{L-1} g_l f_{2k+l} \quad (2)$$

gdzie: $k = 0, 1, \dots, 2K-1$ oraz $f = \{f_k\}_{k=0}^{K-1}$ jest wektorem o długości K .

Operacje odwrotne czyli rozplatania i interpolacji H^* i G^* można zapisać

$$(H^*f)_k = \sum_{0 \leq k-2l < L} h_{k-2l} f_l \quad (3)$$

$$(G^*f)_k = \sum_{0 \leq k-2l < L} g_{k-2l} f_l \quad (4)$$

dla $k = 0, 1, \dots, 2K-1$.

Jeżeli spełnione są warunki, że

$$HG^* = GH^* = 0 \quad \text{oraz} \quad H^*H + G^*G = I \quad (5)$$

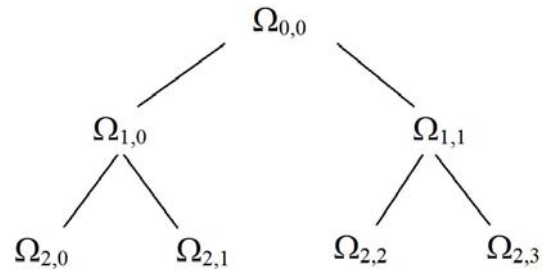
to operatory H i G nazywane są kwadraturowymi filtrami lustrzanymi.

Poniżej przedstawiono dekompozycję sygnału $x = \{x_k\}_{k=0}^{n-1} \in \mathcal{R}^n$ ($n = 2^{n_0}$) z zastosowaniem paczkowej transformacji falkowej (Wavelet Packet Transform). Na pierwszym poziomie dekompozycji sygnał x został rozdzielony na dwa podciągi współczynników falkowych Hx i Gx o długościach $n/2$. Na drugim poziomie dekompozycji wygenerowane są cztery podciągi HHx , GHx , HGx , GGx , każdy o długości $n/4$, przedstawione na rys. 1 [2]. Proces dekompozycji można kontynuować do poziomu J ($J < n_0$) otrzymując Jn współczynników falkowych.

Zastosowanie transformaty umożliwia wielopoziomową dekompozycję sygnału na wzajemnie ortogonalne podprzestrzenie tworzące drzewo binarne. Oznaczając przestrzeń \mathcal{R}^n jako $\Omega_{0,0}$, to $\Omega_{1,0}$ i $\Omega_{1,1}$ będą wzajemnie ortogonalnymi podprzestrzeniami powstałymi przez zastosowania odpowiednio operatorów H i G na $\Omega_{0,0}$. Dla przestrzeni $\Omega_{j,k}$ zachodzi [2]:

$$\Omega_{j,k} = \Omega_{j+1,2k} \oplus \Omega_{j+1,2k+1} \quad (6)$$

dla $j = 0, 1, \dots, J$; $k = 0, \dots, 2^j - 1$.



Rys. 1. Drzewo 2-poziomowej dekompozycji sygnału z zastosowaniem paczkowej transformacji falkowej [2]

3. ZAŁOŻENIA METODY DIAGNOZOWANIA ŁOŻYSK

W wyniku dekompozycji sygnału otrzymujemy redundantny zestaw podprzestrzeni, rozpinanych przez paczki falkowe. Dekomponując sygnał składający się z $n = 2^{n_0}$ próbek sygnału do poziomu $J = n_0$ można wygenerować pełne drzewo binarne, z którego można wybrać 2^n niezależnych ortogonalnych baz falkowych.

Konstruowanie optymalnej bazy polega na porządkowaniu pełnego drzewa binarnego adaptując je do charakterystyk badanych sygnałów, według przyjętego kryterium optymalizacji. Optymalizacja bazy falkowej najczęściej stosowana jest do kompresji danych i usuwania szumu z sygnałów. Dla tych celów zestaw wektorów bazowych, tworzących ortogonalną bazę, dobierany jest na podstawie kryterium bazującego na entropii, opisującej informację zawartą w sygnale [4].

W przypadku analizy sygnałów drgań łożysk dla celów diagnostyki przyjęcie powyższego kryterium jest nieodpowiednie [5]. W opisanych poniżej badaniach wyboru zestawu wektorów bazowych dokonano według przyjętego kryterium zwiększania stosunku składowych pochodzących od uszkodzenia łożyska do mocy sygnału.

Algorytm identyfikacji niesprawności łożysk z zastosowaniem wielopasmowej filtracji sygnałów drgań rejestrowanych na obudowie łożysk opartej na paczkowej transformacji falkowej opisano poniżej. Doboru ortogonalnych baz falkowych, dokonano w oparciu o kryterium wykorzystujące ocenę zawartości impulsów wywołanych uszkodzeniem łożyska.

1. Dekompozycja sygnału do poziomu j z zastosowaniem wybranej funkcji bazowej. W badaniach zastosowano dekompozycję do poziomu $j=5$ oraz w większości analiz zastosowano funkcję bazową Daubechies 10. Z otrzymanego drzewa binarnego można wybrać $2^5 = 32$ niezależnych ortogonalnych baz.

2. Wyznaczenie widm dla wszystkich otrzymanych podciągów współczynników falkowych.

3. Wyznaczanie cech.

Przyjęto, że uwzględnianą cechą będzie wartość amplitudy składowej widma podciągu współczynników falkowych o częstotliwości równej częstotliwo-

ści charakterystycznej uszkodzenia badanego łożyska (czyli częstotliwości przetaczania się kolejnych elementów tocznych przez uszkodzenie punktowe bieżni) [6].

Analizowano sygnały wibroakustyczne łożysk. Każdy z badanych sygnałów składa się z 30 rekordów zawierających 8192 próbek. Identyfikacji składowych charakterystycznych dokonano na podstawie widm powstałych w wyniku 30-krotnego uśredniania po realizacjach (punkt 1 i 2 powtarzany był 30 razy).

Ostatecznie w badaniach jako cechy dyskryminatywne przyjęto amplitudy składowych charakterystycznych podzielone przez średnią wartość widma w przedziale od 0 do 600 Hz.

4. Wybór bazy falkowej.

Przyjmując oznaczenie $A_{j,k}$ jako amplitudę składowej charakterystycznej widma podciągu współczynników falkowych dobór bazy falkowej dokonywany jest z zastosowaniem zasady:

postępując od korzenia drzewa binarnego, jeżeli spełnione są warunki że, $A_{j,k} > A_{j+1,2k}$ i $A_{j,k} > A_{j+1,2k+1}$ podprzestrzeń $\Omega_{j,k}$ wchodzi w skład przyjętej bazy falkowej a podprzestrzenie znajdujące się poniżej $\Omega_{j,k}$ w gałęzi drzewa binarnego nie są już brane pod uwagę.

Otrzymana w ten sposób baza falkowa zachowuje ortogonalność.

5. Synteza sygnału na podstawie optymalnej bazy falkowej. Dokonywana jest synteza 30 realizacji sygnału.

6. Analiza obwiedni sygnału otrzymanego w wyniku syntezy i identyfikacja amplitud składowych charakterystycznych.

4. PRZYKŁADY WYNIKÓW ANALIZ

Analizowano sygnały przyspieszeń drgań bezwzględnych zarejestrowane na stanowisku laboratoryjnym [5]. Badaniom poddano łożyska typu NU305 z punktowymi uszkodzeniami bieżni wewnętrznej, zewnętrznej lub elementu tocznego. Łożyska na stanowisku mocowane były w dzielonej obudowie łożyskowej firmy SKF wykonanej z żeliwa. Zarejestrowano drgania górnej pokrywy obudowy w kierunku pionowym z częstotliwością próbkowania 51.2 kHz.

Tab. 1 zawiera otrzymane wartości amplitud składowych charakterystycznych uszkodzenia łożyska wyznaczone na podstawie sygnałów po syntezie z zastosowaniem przyjętych baz falkowych. Analizowano sygnały zarejestrowane dla trzech rozpatrywanych uszkodzeń.

Do analizy wybrano sygnały zarejestrowane w obecności silnych zakłóceń oraz zastosowano funkcję bazową Biorthogonal 3.9. W przypadku uszkodzenia pierścienia zewnętrznego amplitudy składowych charakterystycznych osiągnęły znacząco większe wartości od 1 tylko dla bazy wyznaczonej na podstawie składowych charakterystycznych dla uszkodzenia pierścienia zewnętrznego. Analogiczna sytuacja występuje w przypadku analizy sygnałów dla uszkodzenia pierścienia wewnętrznego i elementu tocznego. Otrzymane wyniki potwierdzają poprawność zastosowanej metody.

Ponieważ podczas badań znane były uszkodzenia poszczególnych łożysk w dalszej części prezentowanie wyników (np. amplitudy składowych charakterystycznych) ograniczono do tych, które otrzymano na podstawie bazy falkowej przyjętej dla danego uszkodzenia. W przypadku badania łożyska o nieznanym uszkodzeniu takie uproszczenie prezentacji wyników byłoby niemożliwe.

Tabela.1. Przykład wyników zastosowania opracowanej metody

Sygnał z łożyska z uszkodzonym:	Wartości amplitudy składowej charakterystycznej sygnału uzyskanego w wyniku syntezy na podstawie bazy przyjętej dla uszkodzenia:		
	pierścienia wewnętrznego	pierścienia zewnętrznego	elementu tocznego
pierścień zewnętrznym	1,08	2,24	0,98
pierścień wewnętrznym	1,98	1,03	0,96
elementem tocznym	1,13	1,2	2,31

Tab. 2. Porównanie uzyskanych wyników z zastosowaniem różnych funkcji bazowych

Analizowany sygnał z łożyska z uszkodzonym:	Funkcja bazowa	Amplituda składowej charakterystycznej
pierścieniem zewnętrznym	Daubechies 10	2,39
	Biorthogonal 3.9	2,24
	Haar	1,63
pierścieniem wewnętrznym	Daubechies 10	2,14
	Biorthogonal 3.9	1,98
	Haar	1,77

Tab. 3. Porównania opracowanej metody z metodą obwiedni

		Amplituda składowej charakterystycznej		
		bez szumu	„mały” szum	„duży” szum
Uszkodzony pierścień wewnętrzny	Metoda z zastosowaniem baz falkowych	3,47	2,63	1,89
	Metoda obwiedni	3,26	1,68	1,74
Uszkodzony pierścień zewnętrzny	Metoda z zastosowaniem baz falkowych	3,89	2,82	2,37
	Metoda obwiedni	3,94	1,92	2,04
Uszkodzony element toczny	Metoda z zastosowaniem baz falkowych	2,64	1,87	1,21
	Metoda obwiedni	2,02	1,76	0,67

Efektywne stosowanie analizy falkowej do diagnostowania łożysk tocznych autorzy wielu artykułów wiążą z wyborem odpowiedniej funkcji bazowej. Wyrażany jest pogląd, że falki powinny mieć kształt zbliżony do odpowiedzi układu łożysko-obudowa na wymuszenie impulsowe wywołane uszkodzeniem łożyska.

Podczas badań porównano wyniki zastosowania różnych funkcji bazowych do analizy sygnałów zarejestrowanych w przypadku wybranych uszkodzeń łożysk tocznych.

W tab. 2 porównano wyniki uzyskane przy zastosowaniu trzech funkcji bazowych: Daubechies 10, Biorthogonal 3.9 i Haara. Stosując funkcję bazową Haara uzyskano wyraźnie gorsze wyniki. Do dalszych badań wybrano funkcję bazową Daubechies10.

W tab. 3 przedstawiono wyniki analiz sygnałów z łożysk z uszkodzonym pierścieniem zewnętrznym, wewnętrznym i elementem tocznym zarejestrowanych przy różnych wartościach wprowadzanych zakłóceń wibroakustycznych. Otrzymane wyniki porównano z wynikami zastosowania tradycyjnej metody obwiedni.

5. PODSUMOWANIE

Przedstawione przykłady zastosowań paczkowej transformacji falkowej do identyfikacji niesprawności łożysk tocznych potwierdziły przydatność opracowanej metody.

Paczkową transformację falkową wykorzystano do wielopasmowej filtracji sygnałów. Wyboru zestawu wektorów bazowych dokonano według przyjętego kryterium zwiększania stosunku składowych pochodzących od uszkodzenia łożyska do mocy sygnału.

Przyjęty algorytm wyboru bazy falkowej dla analizowanego sygnału umożliwia usunięcie części składowych sygnału nie niosących informacji o uszkodzeniu łożyska. Zastosowany algorytm nie umożliwia uzyskanie bazy optymalnej w świetle przyjętego kryterium, co wymaga dalszych badań.

LITERATURA

- [1] WYSOGLĄD B.: *Metody diagnostowania łożysk tocznych z zastosowaniem transformacji falkowej*. Diagnostyka vol.29, 2003 s.47-52.
- [2] MISITI M., MISITI Y., OPPENHEIM G., POGGI J.M.: Wavelet toolbox. The Math Works, Inc. Natick - 1996.
- [3] KLEMIATO M., DUDA J.T.: *Analiza falkowa w diagnostyce układów regulacji*. Materiały V Krajowej Konferencji Diagnostyka Procesów Przemysłowych. Łągow Lubuski, 17-19.09.2001.
- [4] COIFMAN R.R., WICKERHAUSER M.V.: Entropy based algorithms for best basis selection. IEEE Transactions on Information Theory, vol. 38, No.2, 1992.
- [5] WYSOGLĄD B.: *Metoda diagnostowania stanu technicznego łożysk tocznych z zastosowaniem transformacji falkowej*. Raport z Realizacji Projektu Badawczego, Gliwice 2002.
- [6] CEMPEL CZ.: *Podstawy wibroakustycznej diagnostyki maszyn*. WNT, Warszawa, 1989.



Dr inż. Bogdan Wysogład jest absolwentem Wydziału Mechanicznego Technologicznego Politechniki Śląskiej w Gliwicach. Obecnie jest adiunktem w Katedrze Podstaw Konstrukcji Maszyn Pol. Śl. W pracy naukowej zajmuje się diagnostyką maszyn wirnikowych i łożysk tocznych oraz metodami analizy sygnałów wibroakustycznych.

ROLLING BEARING DYNAMICS AND DIAGNOSTIC

A. YAWLENSKY

University of Aerospace Instrumentation,
67 Bolshaya Morskaya str., St.Petersburg 190 000, Russia
Phone: 7-812-1270189
Email:conpi@peterlink.ru

Summary

Questions connecting the problems of the dynamics analysis, identification and diagnosing the systems with the problems of changing their during manufacturing and operation are considered. Theoretical aspects of this problem are presented as diagnosing the systems reodynamics. The systems are the objects consisting of a great number of interworking elements such load-bearing ones including elements of construction, connection, transfer, engines, etc. Elements mutual interaction and their relative transfer cause vibrations which are significantly amplified if defects are available. It primarily concerns the systems with rotating details, for instance, reducers. Supports and gear wheels are the basic sources of vibrations in reducers. Vibration parameters, and their spectral characteristics in particular, may serve as information signals about internal unobserved processes.

Keywords: vibrations and diagnosing, the systems reodynamics, rolling bearing, predicting the quality.

INTRODUCTION

Russian industry being integrated in the world economy, the essential feature required of competitiveness of domestic instrument-making products tends to increase. The dominant direction in the decision of this task is the high quality production at optimum expenses, and if can be provided for by further optimization of technological processes. Traditionally each stage of a general technological process is considered to be independent. In researches carried out in the sphere of improving upon elementary technological processes, primary emphasis is rendered to the optimum choice of the tool and its modes of operation.

To solve technological tasks connected with optimizing the high-quality production, new approaches accounting for technological heredity and individual changeability of elementary technological processes in time are submitted. The methods and means of controlling the present state of the technological process and forecasting the direction of its change in the future are considered. Identification and diagnosing the reodynamics of systems as a combination of methods and means of controlling the state of systems is one of perspective directions in creating up-to-date reliable devices.

1. THE REODYNAMICS OF ROLLING BEARING

The determination of the parameters of the object, or of its equivalent model, implies not only

their estimate at a given moment but their changes prediction, too, thus allowing to use the results obtained for diagnosing the quality of systems functioning.

Different methods may be applied for determining the model parameters, their choice being dictated either by an a priori information about the structure of the system or by an a posteriori information about the signals which characterize its state.

Much more effective methods which provide control over the state of the functioning system and allow to identify inherent disturbances are those of technical diagnostics aimed primarily at studying and giving proof of the ways of indirect measuring the latent devices parameters in accordance with their functional behavior. In fact, the existing methods of diagnostics are based on analyzing the objects basic operational parameters. The model of the object and the signals characterizing its state as a system element do not completely reflect inner processes and their changes, they only ascertain definite formal connection between the object input and output. It is impossible to diagnose the unseen inner processes within the limits of the model, that is why to diagnose the system technical state and parameters changes special methods are required.

To choose information signals and to establish interrelation between the model of the object as a system element and that of diagnosing optimal methods are required.

The greatest effect from utilizing the methods of identification and diagnostics is attained if they are used during all the stages of product's active existence. The basic properties of the object as a system element are characterized by the operand **L**, which

not only connects input and output signals $U_1(t)$ and $U_2(t)$ but also accounts for dependence of $U_2(t)$ on the $\Delta U(t)$ posed by inherent inner processes

$$U_2(t) = L[U_1(t), \Delta U(t)].$$

Technical state change may be controlled through the change of inherent vibrations $z(t)$ which are caused by inner processes. The basic parameter linking $\Delta U(t)$ and $z(t)$ in the model structural scheme presented is r . In systems r is determined by characteristics divergence from rated values as well as by technological errors and other fluctuations. Correlation between $\Delta U(t)$, r , and $z(t)$ is established with the operand T , and between r and $z(t)$ with the operand W :

$$\Delta U(t) = T[r(\tau), z(t)]; \quad z(t) = W[r(\tau), t].$$

Correlation between the change (τ) and vibration is established by means of the operand Φ

$$r(\tau) = \Phi[z(t), \tau].$$

Thus, there exist two types of characteristic processes in a generalized model: rapid ones (time t), i.e. vibrations and fluctuations of operational parameters, and slow (time τ) parameters change. Rapid processes define the quality of functioning at a given moment of time while slow ones account for parametric system reliability. Changes in r are determined not only by processes of aging but by dynamic vibration effects as well; these changes are slow as compared to vibrations and fluctuations of basic operational parameters, they are reodynamics. The diagnostic signal should be chosen so that it might be informative enough for estimating vector r , its changes and thus for estimating $z(t, \tau)$ and $\Delta U(t, \tau)$.

By monitoring the changes in these vibration properties, impending structural failure can often be detected before equipment has been damaged, personnel have been endangered, and costly machine downtime has been incurred.

2. PREDICTING THE QUALITY OF THE SYSTEMS

Principal approaches to predetermining durability of the friction systems are reviewed. The approaches to physical and mathematical simulation of estimations of durability for various modes of functioning are submitted. To predict durability the hypothesis of accumulation of damages at non-stationary modes of loading used. Modern theoretical approaches allowing to take into account the material weariness in the superficial layer are given. Great attention to technological processes of final processing and the influence of the quality of these processes on durability,

the level of vibration and the stability of vibroacoustic characteristics is presented.

The deformation of surfaces during manufacturing is determined by the processes of friction and microdistraction in the superficial layer. To analyze these processes an equation describing changes in the elements size and form is dealt with. This equation is based on numerous investigations and observations which proved that the rate of distraction depends on dynamic parameters (dynamic loads caused by vibration $z - Q(z)$), material properties (the intensity of wear-out I primarily) and time t .

$$\frac{dr}{dt} = \Phi[Q(z), I, r, t]. \quad (1)$$

This equation describes macroprocesses though it does not deal with microprocesses causing distraction. Deformations are determined by the value of the acting factor Φ which is a cyclic process for the systems considered. Let us represent this acting factor as superpositions of influences in each cycle, i.e.

$$\Phi[Q(z), I, r, t] = \sum_{i=1}^N \Phi_i[Q(z), I, r, t],$$

where Φ_i is the acting factor for one cycle and N is the number of cycles.

When formulating the problem in this way dynamic load is considered to be a basic factor determining deformation.

$$Q = k\delta^p e(\delta)$$

where k is a constructive parameter; δ is the deformation in the area of the detail and the processing instrument interaction, and

$$e(\delta) = \begin{cases} 1, & \delta > 0; \\ 0, & \delta \leq 0, \end{cases}$$

(with $\delta > 0$ it is deformation, and with $\delta < 0$ it is a space between contacting bodies); and k, p are constructive parameters.

Converging δ is determined by the trajectory of the cutting tool motion, the profile of the detail processed and radial relative displacements ($x_D - x_I$)

$$\delta = \delta_0 + (r_D - r_I) + (x_D - x_I),$$

where $r_D(\psi)$ is the detail profilegram and $r_I(\psi)$ is the tool profilegram.

Combined masses being accounted for, the equation of vibration in the system 'a detail - a tool' looks like.

$$\mathbf{M}_D \ddot{\mathbf{x}}_D + \mathbf{P}(\dot{\mathbf{x}}_D - \dot{\mathbf{x}}_I) + \mathbf{C}(\mathbf{x}_D - \mathbf{x}_I) = \mathbf{F}, \quad (2)$$

$$\mathbf{M}_I \ddot{\mathbf{x}}_I - \mathbf{P}(\dot{\mathbf{x}}_D - \dot{\mathbf{x}}_I) - \mathbf{C}(\mathbf{x}_D - \mathbf{x}_I) = -\mathbf{F},$$

where $\mathbf{M}_{D(I)}$ are a detail (a tool) masses with consideration for combined masses; \mathbf{P} is the damping coefficient; \mathbf{C} is rigidity coefficients and \mathbf{F} is the disturbances resulting from defects in details and tools.

This data analysis proves that deviations in shape significantly influence the parametric rigidity while waviness effects disturbances in the high frequency range. Rigidity variation provides the possibility for

parametric resonance occurrence, the latter being unfavorable for deformation.

In developing methods of individual prediction the most reasonable one is that of simulation used together with equations of technical state change. Such an approach allows to analyze a varied character of system behavior in real conditions even at the stage of design.

The list of constructive and technological factors may be enlarged. At the same time it is necessary, when increasing the number of the factors analyzed, to take into account that the analysis of quality is the most efficient, if these factors and dynamic processes are studied in link-up.

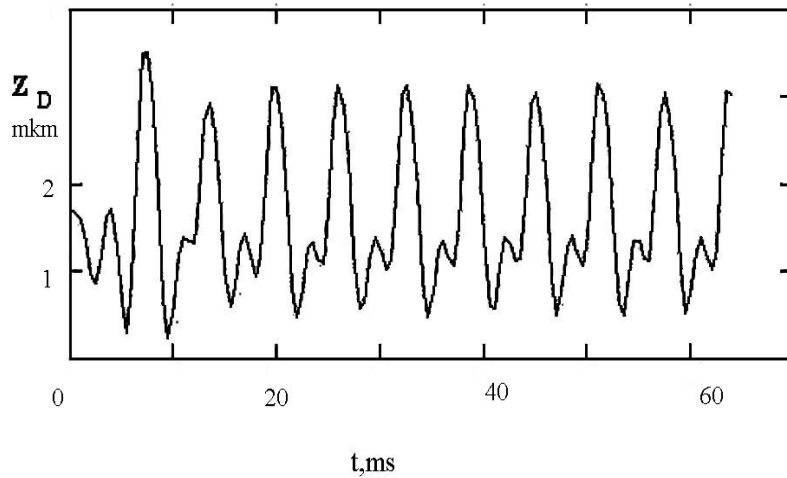


Fig.1 Vibration Z_D of a detail at grinding

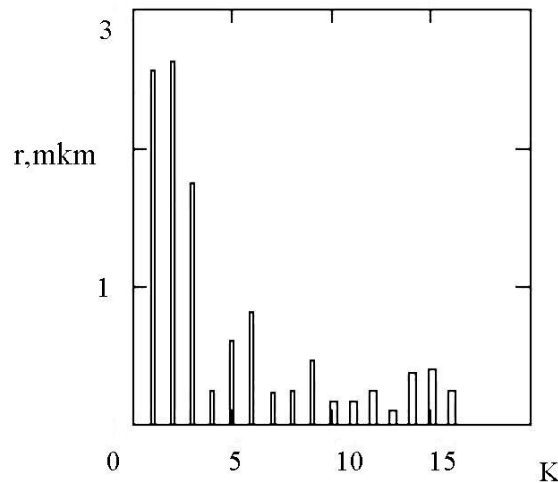


Fig.2 The harmonics amplitudes r - deformation of the detail

Deformation simulation is possible as the result of simultaneous calculation of equations (1) and (2). These results allow to predict deformation processes with regards to initial geometry of details and tools, detail and tool wear-resistance and the modes of processing.

Simultaneous consideration of these questions allows to solve both the theoretical questions and the practical problems of improving the system manufacturing.

REFERENCES

1. Yavlensky A., Eiperin A., Talashov G., Diagnosing the reodynamics of friction systems, Editor: Dr. S. Prof. A. K. Yavlensky, St. Petersburg "NAUKA",1998, 142 pp.
2. Yavlensky A., Yavlensky K., Vibrodiagnostics and prediction of mechanical systems quality, Leningrad: Mashinostroenie (Leningrad Department), 1983, 239 pp.
3. Yavlensky A., Yavlensky K.and other. Mechanical systems of vacuum - space robots and manipulators, thom 1,2. Tomsk: MGP, 1998, 843 pp.



Prof. Dr. Sc.
A. YAWLENSKY - head of
the sub - faculty "Electrical
Engineering" University of
Aerospace Instrumentation,
St. Petersburg, Russia.
Specialist on a direction:
devices and methods of veri-
fication of quality and diag-
nostic. The writer 10 books.

TESTING THE DYNAMICS OF THE ELECTRIC ENGINE BY MEANS OF BASIC SPLINES

Agata ZAŁĘSKA-FORNAL, Marek ZELMA

Katedra Matematyki Akademii Marynarki Wojennej
81-103 Gdynia, ul. Śmidowicza 69, agatazf@amw.gdynia.pl, mzell@amw.gdynia.pl

Summary

There is presented an algorithm of identification of the dynamic system described by means of differential equations. In order to describe the input and output signals there is used a regression function presented by means of the basic splines. The elaborated algorithm is used in testing the characteristics of the electric engine.

Keywords: regression function, splines, identification, dynamic systems

BADANIE DYNAMIKI SILNIKA ELEKTRYCZNEGO ZA POMOCĄ BAZOWYCH FUNKCJI SKLEJANYCH

Streszczenie

Zaprezentowano algorytm identyfikacji układów dynamicznych opisanych równaniami różniczkowymi. Do opisu sygnałów wejścia i wyjścia wykorzystano funkcję regresji przedstawioną w postaci kombinacji bazowych funkcji sklepanych. Opracowany algorytm wykorzystano do badania charakterystyk silnika elektrycznego.

Słowa kluczowe: funkcja regresji, funkcje sklepane, identyfikacja, układy dynamiczne.

1. INTRODUCTION

The sudden technical progression creates the necessity of control system's identification. Majority of the objects can be treated as the dynamic systems. The acting, the effect of which is building the mathematical model acknowledged, due to the adopted criterion, for sufficiently describing the behaviour of the real object, will be called the *identification system*.

The following tasks belong to the identification of the systems:

- a) the description of the input and output quantities;
- b) the mathematical model of the relationships between input and output signals;
- c) verification of the model.

In spite of many papers devoted dynamic identification of a system, new methods are still required, which are attractive for the electronic calculation technique.

Its development enables the complex system's identification and optimal controlling.

For signals description there have been used the basic splines. *B-splines* are polynomial smooth functions which are defined on the whole real axis, but they are different from zero in a certain interval.

2. REGRESSION

Assume that the real signal y is described by a function $y(t)$. On the basis of the data, $\tilde{y}_k, k \in \overline{0, n_1} := \{0, 1, \dots, n_1\}$ of that signal, measured in the moments $t'_k, k \in \overline{0, n_1}$ of time i.e. $\tilde{y}_k = \tilde{y}(t'_k), k \in \overline{0, n_1}$, we are going to find a function $y^* = y^*(t)$ which approximates a function $y = y(t)$. Let

$$\mathbf{B} = \{B_n^{-n}, \dots, B_n^{N-1}\} \quad (1)$$

be a set of the so-called *basic splines of n -th order*, which can be determined recurrently by means of De Boor formula [4]:

$$\tilde{B}_n^i(t) = \frac{n+1}{n} \left[\frac{t-t_i}{t_{i+n+1}-t_i} \tilde{B}_{n-1}^i(t) + \frac{t_{i+n+1}-t}{t_{i+n+1}-t_{i+1}} \tilde{B}_{n-1}^{i+1}(t) \right], \quad (2)$$

where $i \in \overline{-n, N-1}$, and for $n=0$ the base $\tilde{B}_0^i(t)$ is described as follows:

$$\tilde{B}_0^i(t) = \frac{1}{h} \begin{cases} 1 & \text{for } t \in [t_i, t_{i+1}), \\ 0 & \text{for } t \notin [t_i, t_{i+1}). \end{cases}$$

Next we intend to determine the regression function

$$\hat{y} = \sum_{i=-n}^{N-1} c_i \tilde{B}_n^i(t), \quad (3)$$

such that for each fixed $t'_k \in \overline{0, n_1}$ the random variable y_k has normal distribution with the mean

$$\hat{y}_k = \sum_{i=-n}^{N-1} c_i \tilde{B}_n^i(t'_k) \text{ and the standard deviation } \sigma,$$

where $c_i \in \mathbb{R}$, $i \in \overline{-n, N-1}$, σ are unknown parameters which do not include t . Moreover we assume that the random variables y_k are independent. The coefficients c_i , $i \in \overline{-n, N-1}$ will be determined using the maximum likelihood method minimizing the density function

$$L = \frac{1}{(2\pi\sigma^2)^{n_1/2}} \exp\left(-\frac{1}{2\sigma^2} \sum_{k=0}^{n_1} [y_k - \sum_{i=-n}^{N-1} c_i \tilde{B}_n^i(t'_k)]^2\right) \quad (4)$$

of the random variables y_k , $k \in \overline{0, n_1}$.

3. IDENTIFICATION OF THE COEFFICIENTS OF THE DIFFERENTIAL EQUATION.

The regression function will be used to identification the control system of the electric engine of direct current described by the equation

$$\begin{aligned} a_2 \ddot{\omega}(t) + a_1 \dot{\omega}(t) + a_0 \omega(t) &= \\ &= b_1 \dot{M}_0(t) + b_0 M_0(t) + U_t(t) \end{aligned} \quad (5)$$

which presents the dependence on the angular velocity $\omega(t)$ and the voltage of the armature $U_t(t)$ and also the external load torque $M_0(t)$ under assumption that the excitation voltage \tilde{U}_w and the excitation intensity \tilde{i}_w are constant. Let

$$\begin{aligned} U_t^*(t) &= \sum_{j=-n}^{N-1} \alpha_j \tilde{B}_n^j(t), & M_0^*(t) &= \sum_{j=-n}^{N-1} \beta_j \tilde{B}_n^j(t), \\ \omega^*(t) &= \sum_{j=-n}^{N-1} \gamma_j \tilde{B}_n^j(t) \end{aligned}$$

denote the signals approximated on the basis of measure data of the armature voltage $\tilde{U}_{tk} = U_t(t'_k)$, the external load torque $\tilde{M}_{tk} = M_0(t'_k)$ and the angular velocity of the rotor $\omega_{tk} = \omega(t'_k)$ logged in the moments t'_k , $k \in \overline{0, n_1}$.

The equation (5) can be rewritten in the form

$$\begin{aligned} A_4 \ddot{\omega}(t) + A_3 \dot{\omega}(t) + A_2 \omega(t) + \\ + A_1 \dot{M}_0(t) + A_0 M_0(t) = U_t(t) \end{aligned} \quad (6)$$

where $A_4 = a_2, A_3 = a_1, A_2 = a_0, A_1 = -b_1, A_0 = -b_0$.

We will define the identification of the system as a problem of choice the coefficients of (6) such as the functional

$$\begin{aligned} J(A_0, \dots, A_4) &= \left(\int_{t_0}^{t_{e_1}} [A_4 \ddot{\omega}^*(t) + A_3 \dot{\omega}^*(t) + \right. \\ &\left. + A_2 \omega^*(t) + A_1 \dot{M}_0^*(t) + A_0 M_0^*(t) - U_t(t)]^2 dt \right)^{0.5} \end{aligned} \quad (7)$$

attains its minimum.

The problem of choice the optimal coefficients A_i^0 , $i \in \overline{0, 4}$ which minimize the indices of the identification is carried out to solving the systems of linear equations:

$$\sum_{i=0}^4 A_i^0 v_{ji} = d_j, \quad j \in \overline{0, 4}, \quad (8)$$

where:

$$\begin{aligned} v_{44} &= \int_{t_0}^{t_{e_1}} (\ddot{\omega}^*(t))^2 dt = \sum_{\nu=-n}^{N-1} \sum_{\mu=-n}^{N-1} \gamma_\nu \gamma_\mu e_{\nu\mu}^{22}, \\ v_{43} &= \int_{t_0}^{t_{e_1}} \dot{\omega}^*(t) \ddot{\omega}^*(t) dt = \sum_{\nu=-n}^{N-1} \sum_{\mu=-n}^{N-1} \gamma_\nu \gamma_\mu e_{\nu\mu}^{21}, \\ v_{42} &= \int_{t_0}^{t_{e_1}} \omega^*(t) \ddot{\omega}^*(t) dt = \sum_{\nu=-n}^{N-1} \sum_{\mu=-n}^{N-1} \gamma_\nu \gamma_\mu e_{\nu\mu}^{20}, \\ v_{41} &= \int_{t_0}^{t_{e_1}} \dot{M}^*(t) \ddot{\omega}^*(t) dt = \sum_{\nu=-n}^{N-1} \sum_{\mu=-n}^{N-1} \beta_\nu \gamma_\mu e_{\nu\mu}^{21}, \\ v_{40} &= \int_{t_0}^{t_{e_1}} M^*(t) \ddot{\omega}^*(t) dt = \sum_{\nu=-n}^{N-1} \sum_{\mu=-n}^{N-1} \beta_\nu \gamma_\mu e_{\nu\mu}^{20}, \\ v_{33} &= \int_{t_0}^{t_{e_1}} \dot{\omega}^*(t) \dot{\omega}^*(t) dt = \sum_{\nu=-n}^{N-1} \sum_{\mu=-n}^{N-1} \gamma_\nu \gamma_\mu e_{\nu\mu}^{11}, \\ v_{32} &= \int_{t_0}^{t_{e_1}} \omega^*(t) \dot{\omega}^*(t) dt = \sum_{\nu=-n}^{N-1} \sum_{\mu=-n}^{N-1} \gamma_\nu \gamma_\mu e_{\nu\mu}^{10}, \\ v_{31} &= \int_{t_0}^{t_{e_1}} \dot{M}^*(t) \dot{\omega}^*(t) dt = \sum_{\nu=-n}^{N-1} \sum_{\mu=-n}^{N-1} \beta_\nu \gamma_\mu e_{\nu\mu}^{11}, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
v_{30} &= \int_{t_0}^{t_{n_1}} M^*(t) \dot{\omega}^*(t) dt = \sum_{v=-n}^{N-1} \sum_{\mu=-n}^{N-1} \beta_{\mu} \gamma_{\mu} e_{v\mu}^{10}, \\
v_{22} &= \int_{t_0}^{t_{n_1}} \dot{\omega}^*(t) \omega^*(t) dt = \sum_{v=-n}^{N-1} \sum_{\mu=-n}^{N-1} \gamma_{\mu} \gamma_{\mu} e_{v\mu}^{00}, \\
v_{21} &= \int_{t_0}^{t_{n_1}} M^*(t) \omega^*(t) dt = \sum_{v=-n}^{N-1} \sum_{\mu=-n}^{N-1} \beta_{\mu} \gamma_{\mu} e_{v\mu}^{00}, \\
v_{20} &= \int_{t_0}^{t_{n_1}} M^*(t) \dot{\omega}^*(t) dt = \sum_{v=-n}^{N-1} \sum_{\mu=-n}^{N-1} \beta_{\mu} \gamma_{\mu} e_{v\mu}^{00}, \\
v_{11} &= \int_{t_0}^{t_{n_1}} \dot{M}_0^*(t) \dot{M}_0^*(t) dt = \sum_{v=-n}^{N-1} \sum_{\mu=-n}^{N-1} \beta_{\mu} \beta_{\mu} e_{v\mu}^{11}, \\
v_{10} &= \int_{t_0}^{t_{n_1}} \dot{M}_0^*(t) M^*(t) dt = \sum_{v=-n}^{N-1} \sum_{\mu=-n}^{N-1} \beta_{\mu} \beta_{\mu} e_{v\mu}^{10}, \\
v_{00} &= \int_{t_0}^{t_{n_1}} M^*(t) M^*(t) dt = \sum_{v=-n}^{N-1} \sum_{\mu=-n}^{N-1} \beta_{\mu} \beta_{\mu} e_{v\mu}^{00}, \\
v_{ij} &= v_{ji}, \quad \text{for } i, j \in \overline{0,4}, \\
c_4 &= \int_{t_0}^{t_{n_1}} U^*(t) \ddot{\omega}^*(t) dt = \sum_{v=-n}^{N-1} \sum_{\mu=-n}^{N-1} \alpha_{\mu} \gamma_{\mu} e_{v\mu}^{20}, \\
c_3 &= \int_{t_0}^{t_{n_1}} U^*(t) \dot{\omega}^*(t) dt = \sum_{v=-n}^{N-1} \sum_{\mu=-n}^{N-1} \alpha_{\mu} \gamma_{\mu} e_{v\mu}^{10}, \\
c_2 &= \int_{t_0}^{t_{n_1}} U^*(t) \omega^*(t) dt = \sum_{v=-n}^{N-1} \sum_{\mu=-n}^{N-1} \alpha_{\mu} \gamma_{\mu} e_{v\mu}^{00}, \\
c_1 &= \int_{t_0}^{t_{n_1}} U^*(t) \dot{M}_0^*(t) dt = \sum_{v=-n}^{N-1} \sum_{\mu=-n}^{N-1} \alpha_{\mu} \beta_{\mu} e_{v\mu}^{10}, \\
c_0 &= \int_{t_0}^{t_{n_1}} U^*(t) M_0^*(t) dt = \sum_{v=-n}^{N-1} \sum_{\mu=-n}^{N-1} \alpha_{\mu} \beta_{\mu} e_{v\mu}^{00}, \\
e_{v\mu}^{ij} &= \int_{t_0}^{t_{n_1}} \frac{d^i}{dt^i} B_n^v(t) \frac{d^j}{dt^j} B_n^{\mu}(t) dt, \quad i, j \in \overline{0,2}.
\end{aligned}$$

The coefficients $e_{v\mu}^{ij}$ can be determined in analytic way [3] and then the above written formulas do not include the determined integrals. It has a great meaning in numeric calculations. This way the time of computation is much more shorter and computation error is smaller.

For the described algorithm there was elaborated a computer program in TURBO PASCAL. The program concerns the basic splines of the 3rd order.

4. NUMERICAL EXAMPLE

For the numerical example there are used the measure data) of the excitation voltage \tilde{U}_w , the excitation intensity \tilde{i}_w , the armature voltage \tilde{U}_t , the armature intensity \tilde{i}_t , the load torque \tilde{M}_0 and the angular velocity $\tilde{\omega}$ of the electric engine of direct current logging the values every 0.002 s.

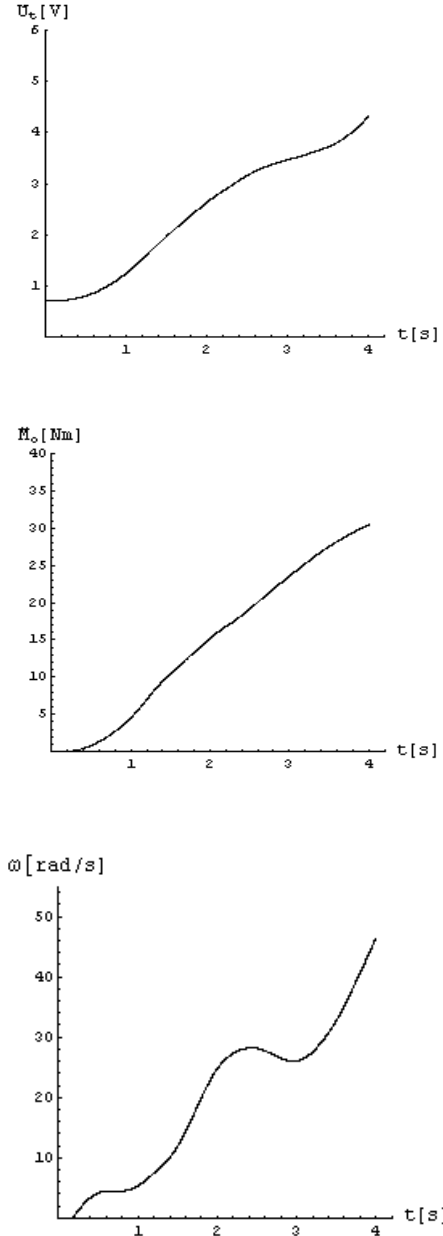


Fig.1. Measurements of the armature voltage, the load torque and the angular velocity.

Identification of the parameters of the differential equation (9) was made in the time interval [2, 4] with constant \tilde{U}_w and \tilde{i}_w . To describe the signal there was used the base of 30 basic splines of the 3rd order. For the approximated signals, the determination coefficient R_y was greater than 0.9999, what testify for the accuracy of description of the measure data.

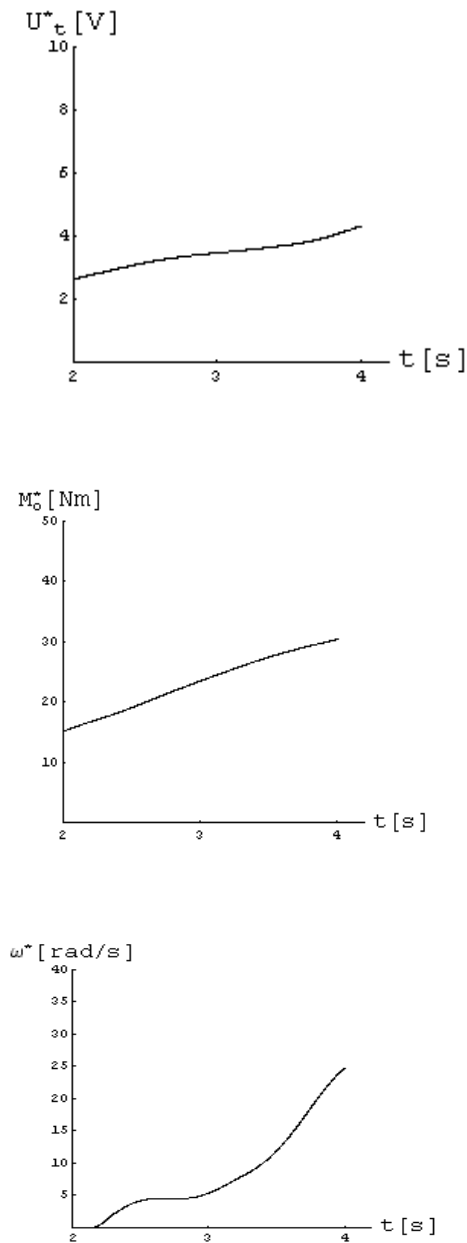


Fig.2. Approximated runs of the armature voltage $U^*(t)$, the load torque $M_o^*(t)$, and the angular velocity $\omega^*(t)$ on the basis of the measurements from Fig.1.

Using the computer program we obtained the identified form of the differential equation

$$\begin{aligned} a_2^0 \ddot{\omega}(t) + a_1^0 \dot{\omega}(t) + a_0^0 \omega(t) = \\ = b_1^0 \dot{M}_o(t) + b_0^0 M_o(t) + U_t(t) \end{aligned} \quad (9)$$

where:

$$\begin{aligned} a_0^0 &= 5.6705640186E - 02, \\ a_1^0 &= 2.0071258248E - 02, \\ a_2^0 &= 1.7905154994E - 02, \end{aligned}$$

$$b_0^0 = -1.9914915828E - 02,$$

$$b_1^0 = -2.9281487907E - 01$$

For the obtained solution, the coefficient of residual variation is $\nu_o = 4.07\%$.

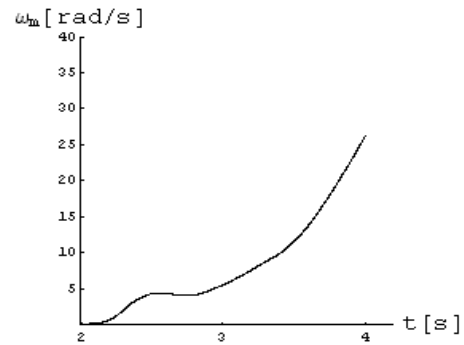


Fig.3. The solution $\omega_m(t)$ of the equation (9).

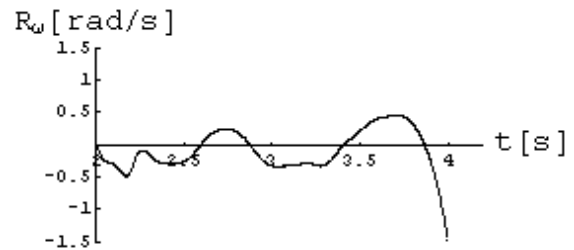


Fig.4. The graph of the residuals $R_o(t_k) := \tilde{\omega}(t_k) - \omega_m(t_k)$

REFERENCES

- [1] Kołodziej W., *Wybrane rozdziały analizy matematycznej*, PWN, Warszawa 1970.
- [2] Mańczak K., *Metody identyfikacji wielowymiarowych obiektów sterowania*, Wydawnictwo Naukowo - Techniczne, Warszawa 1979.
- [3] Stieczkin S., Subbotin J., *Splines in mathematics*, Science, Moscow 1976.
- [4] Zawiałow J., Kwasow B., *Splines methods*, Science, Moscow 1980.
- [5] Załęska-Fornal A., Zellma M., Applications of Basic Splines to Identification of Sailing Object Equations, *Zeszyty Naukowe WSM Nr 65 w Szczecinie, Explo-Ship 2002*, pp.375-387.

NIEZAWODNOŚCIOWE I DIAGNOSTYCZNE ASPEKTY SYSTEMU EKSPLOATACJI MASZINY PAPIERNICZEJ

Tadeusz ZIELIŃSKI

INSTYTUT PAPIERNICTWA I POLIGRAFII
POLITECHNIKA ŁÓDZKA
Ul. Wólczańska 223
Tel. +48 42 631 3816
E-mail: tadziel@p.lodz.pl

Streszczenie

Jak pokazuje praktyka eksploatacyjna, w procesie produkcji papieru ważną rolę odgrywają systemy eksploatacji technicznej i technologicznej maszyny papierniczej. Wynika to z faktu, że największy procentowy udział w nieplanowanych postojach maszyn papierniczych stanowią postoje z przyczyn technologicznych i mechanicznych oraz że prawidłowa eksploatacja tych obiektów jest warunkiem osiągnięcia korzyści ekonomicznych nie tylko w aspekcie niezawodnościowym (zwiększona dyspozycyjność maszyn) i większej wydajności produkcji, ale także lepszej jakości wyrobu finalnego (papieru). Prezentowany artykuł naświetla całościowo w/w problematykę.

Słowa kluczowe: niezawodność, diagnostyka, systemy eksploatacji maszyn papierniczych

RELIABLE AND DIAGNOSTIC ASPECTS OF PAPER MACHINE MAINTENANCE SYSTEM

Summary

As one can see from an industrial maintenance practice, there is a very important role of technical and technological maintenance system in the paper production process. It results from the fact, that the most percentage share in the random breakdowns of paper machines make technological and mechanical breakdowns, as well as, that correct exploitation of these ones comes to the economical profits both in the reliable aspect (increased paper machine disposability) and productivity, and also better final product quality (paper). The paper elucidates, in the whole, these subject-matters.

Key words: reliability, diagnostics, paper machine maintenance system

WPROWADZENIE

Maszynę papierniczą można zaliczyć do klasy złożonych obiektów technicznych - o ciągłym procesie technologicznym - pracujących 24 godziny na dobę. Prawidłowa eksploatacja takich obiektów, szczególnie nowoczesnych, o wysokich parametrach techniczno-eksploatacyjnych, jest warunkiem osiągnięcia korzyści ekonomicznych w aspekcie zwiększonej dyspozycyjności tych obiektów i większej wydajności produkcji oraz lepszej jakości wyrobu finalnego i poprawy bezpieczeństwa pracy.

Jak pokazują badania [1, 2], największy procentowy udział w nieplanowanych postojach maszyny papierniczej stanowią postoje z przyczyn mechanicznych i technologicznych, a w mniejszym stopniu postoje z przyczyn zewnętrznych (brak masy, pary, energii itp). Uszkodzenia techniczne powodujące stan niezdatności technicznej i technologiczne powodujące stan niezdatności technologicznej stanowią główny przedmiot zainteresowania służb utrzymania ruchu, w aspekcie niezawodnościowym i diagnostycznym.

Proces produkcji papieru na maszynie papierniczej uzależniony jest od wielu czynników mających wpływ na jego realizację. Ograniczając rozważania do systemu eksploatacji - z pominięciem systemu zaopatrzenia i produkcji - można wyróżnić w nim systemy eksploatacji technicznej i technologicznej oraz występujące w nich postoje związane z czynnikami technicznymi i technologicznymi.

1. SYSTEMY EKSPLOATACJI TECHNICZNEJ I TECHNOLOGICZNEJ

System eksploatacji technicznej wyróżnia postoje powstałe z przyczyn technicznych, tzn. wywołanych uszkodzeniami elementów lub podzespołów technicznych (np. łożyska, sprzęgła, walce prasowe, wałki prowadzące filc, wały gładzików, silniki itp.), których naprawa wymaga wymiany, regeneracji, regulacji itp.

W systemie eksploatacji technologicznej maszyny papierniczej można wyróżnić:

A/ postoje powstałe z przyczyn pogorszenia jakości wyposażenia technologicznego maszyny (np. zanieczyszczenie odzieży maszynowej, sita, otworów płyt skrzynek ssących, cylindrycznych płaszczy pras ssących, wyżymaka itp.),

B/ postoje powstałe z przyczyn samego procesu technologicznego, obejmujące wszystkie przerwy w pracy maszyny wywołane zrywami wstęgi papieru i pociągające za sobą konieczność usuwania zanieczyszczeń oraz braków z maszyny,

C/ biegi jałowe maszyny z przyczyn procesu technologicznego wywołane zrywami wstęgi lub nieodpowiednimi parametrami pracy wlewu, skrzynek ssących, pras, części suszącej itp.

Do celów analizy i oceny wpływu różnych czynników na system eksploatacji (technicznej, technologicznej) można wykorzystać pojęcie niezawodności technicznej i technologicznej obiektu. Przez niezawodność obiektu rozumie się jego zdolność do wykonania określonego zadania (np. wyprodukowanie X ton papieru), a jej miarą - prawdopodobieństwo wykonania tego zadania. O niezawodności obiektu można więc mówić tylko w powiązaniu z zadaniem, które ma obiekt wykonać.

Niezawodność techniczna maszyny papierniczej jest to właściwość rozumiana jako zdolność do spełnienia wymagań w wyznaczonych granicach stanów zdatności technicznej, w zadanych warunkach i czasokresie eksploatacji. Przez stan zdatności technicznej maszyny papierniczej rozumie się zdolność do wykonania wyznaczonych jej funkcji w sposób zgodny z wymaganiami zawartymi w dokumentacji technicznej. Stan, w którym obiekt nie spełnia tych wymagań, jest stanem niezdatności technicznej.

W ujęciu probabilistycznym, jako niezawodność techniczną $R(t)$ maszyny papierniczej rozumie się prawdopodobieństwo poprawnej pracy (działania), tzn. prawdopodobieństwo tego, że w określonych warunkach eksploatacji i danym przedziale czasu nie wystąpi żadne uszkodzenie:

$$R(t) = P\{\tau > t\},$$

gdzie: τ - zmienna losowa - czas pracy maszyny od chwili włączenia do pierwszego uszkodzenia, t - czas, dla którego określa się prawdopodobieństwo poprawnej pracy maszyny.

Uwzględniając specyfikę maszyny papierniczej, wyrażającą się bardzo długim okresem eksploatacji (kilkadziesiąt lat), niezawodność techniczną maszyny papierniczej można wyrazić w ujęciu praktycznym, oprócz poprawności działania, również - jako naprawialność. Dla rozkładu wykładniczego zmiennej losowej τ naprawialność może być wyrażona [1] przez współczynnik gotowości $k_g = T_1 / (T_1 + T_2)$, gdzie: T_1, T_2 - wartości oczekiwane czasów pracy i napraw.

Z analizy cech konstrukcyjnych i eksploatacyjnych maszyny papierniczej wynika, że jej struktura funkcjonalna i model obliczeniowy

posiadają cechy struktury szeregowej, dla której niezawodność całego obiektu R równa się iloczynowi niezawodności elementów (podzespołów) składowych:

$$R = R_1 \cdot R_2 \cdot \dots \cdot R_n,$$

gdzie: R_1, R_2, \dots, R_n - niezawodności kolejnych podzespołów technologicznych maszyny papierniczej (wlew, część sitowa, prasowa, susząca, gładzik, nawijak).

Badania i analiza niezawodnościowa maszyny papierniczej dostarczają bardzo ważnej informacji na temat tzw. „słabych ogniw” w strukturze niezawodnościowej maszyny - wskazując tym samym główny kierunek badań diagnostycznych i ich zakres. Przykładowo, do najsłabszych ogniw maszyny papierniczej w aspekcie poprawności działania (niezawodności) można zaliczyć zespoły: suszący, prasowy i sitowy, których awaryjność (intensywność uszkodzeń λ) w największym stopniu rzutuje na niezawodność działania całej maszyny papierniczej ($R(t) = e^{-\lambda t}$). W aspekcie naprawialności, tzn. z uwzględnieniem współczynnika gotowości (k_g) - pełniej charakteryzującego proces eksploatacji maszyny (czasy pracy, odnowy) - kolejność „słabych ogniw” jest następująca: część sitową, prasowa i susząca [1].

2. DIAGNOSTYKA MASZyny PAPIERNICZEJ

Badania i analiza diagnostyczna maszyny papierniczej - traktowanej jako złożony system działaniowy z przepływem materiałów, energii i informacji - umożliwiają ocenę szeroko rozumianego jej stanu technicznego w oparciu o pomiary dostępnych do obserwacji symptomów stanu (wielkości fizycznych) oraz wnioskowanie diagnostyczne na podstawie uzyskanego zbioru danych z pomiarów. Z uwagi na specyfikę konstrukcji maszyn papierniczych, charakteryzującą się dużą ilością elementów wirujących, (np.: w części sitowej: wał czołowy, wałki rejestrowe, napinające, prowadzące i sterujące, wał wyżymaka oraz wał napędowy sita; w części prasowej: walec pick-up, walce prasowe z pokryciem gumowym (perforowane, venta-nip), walce prasowe kamienne (stonitowe), wałki prowadzące, napinające i sterujące filce prasowe; w części suszącej: cylindry suszące, wałki prowadzące, napinające i sterujące susznik, gładzik i nawijak: wałki stalowe i elastyczne, wał nawijaka) - najczęściej dostępnymi do pomiaru wielkościami fizycznymi, wykorzystywanymi w badaniach diagnostycznych maszyn papierniczych są:

1/ amplitudy i częstotliwości drgań korpusów łożysk wałów, 2/ przesunięcia fazowe drgań korpusów łożysk od strony obsługi (SO) i napędu (SN), 3/ amplitudy, częstotliwości i przesunięcia fazowe drgań na podporach przy sprzęgłach, 4/ parametry ruchu drgającego przekładni zębatych napędów podzespołów technologicznych maszyny

papierniczej, 5/ parametry ruchu drgającego konstrukcji ramowej maszyny papierniczej po SO i SN, 6/ parametry drgań skrętnych wałów napędowych pras, wyżymaka, sita itp.

Wielkości te mogą stanowić symptomy takich uszkodzeń jak: niewyważenie statyczne, quasistatyczne, momentowe i dynamiczne wałków prasowych, cylindrów suszących, wyżymaka, uszkodzenia elementów łożysk, rozosiowanie wałów napędowych i elementów roboczych (wałków prasowych, wału napędowego sita, wyżymaka itp.) na sprzęgłach, ugięcie wałków prowadzących filc prasowy (susznik), luzy w posadowieniu konstrukcji ramowej (wsporczej) maszyny papierniczej itp.

Wykrycie tych uszkodzeń i zapobieżenie nieprzewidzianym awariom, a w konsekwencji nieplanowanym postojom, jest możliwe poprzez regularne pomiary wartości skutecznych amplitud prędkości drgań wybranych elementów (podzespołów) maszyny papierniczej oraz ich ekstrapolację.

Do oceny stanu dynamicznego maszyn papierniczych – zaliczanych do klasy III wg. normy ISO-2372 – wykorzystuje się kryteria stanów dynamicznych, określone według górnych granic wartości skutecznych amplitud prędkości drgań (V_s). Na przykład stan niedopuszczalny określa $V_s > 11,2$ mm/s.

3. NIEZAWODNOŚĆ TECHNOLOGICZNA

Przebiegający na maszynie papierniczej - w sposób nieprzerwany - proces produkcji papieru można przedstawić jako ciąg operacji technologicznych (rys.1) wykonywanych przez kolejne podzespoły technologiczne maszyny. Główny wpływ na realizację tych operacji ma - oprócz wyposażenia technologicznego – sam proces technologiczny. Należy zauważyć, że dokładność uzyskania żądanych parametrów wstęgi papieru - w efekcie realizowanych operacji technologicznych - zależy od jakości podzespołów i wyposażenia technologicznego. Można więc założyć, że miarą niezawodności operacji technologicznych, w rozpatrywanym procesie, jest niezawodność elementów wyposażenia i procesu technologicznego, czyli tzw. niezawodność technologiczna.

Niezawodność technologiczna – analogicznie do pojęcia niezawodności technicznej – jest to właściwość rozumiana jako zdolność do spełnienia wymagań w wyznaczonych granicach stanów zdadności, zadanych warunkach i czasokresie eksploatacji. Stan zdadności technologicznej maszyny papierniczej oznacza zdolność do wykonania przez podzespoły i wyposażenie technologiczne wyznaczonych im funkcji oraz stan w którym proces zapewnia otrzymanie produkcji zgodnie z wymaganiami dokumentacji technicznej. Stan, w którym podzespoły i wyposażenie

technologiczne oraz proces nie spełniają tych wymagań, jest stanem niezdatności technologicznej.

Utrata stanu zdadności technologicznej - w sensie technicznym - są to postoje maszyny na skutek uszkodzeń (niesprawności) podzespołów lub wyposażenia technologicznego, zrywów wstęgi, produkcji papieru zaliczanego do braku, wymiany odzieży maszynowej (filcu prasowego, susznika itp.).

W znaczeniu normatywnym niezawodność technologiczna jest to prawdopodobieństwo spełnienia wymagań stawianych podzespołom, wyposażeniu technologicznemu i procesowi. Niezawodność technologiczną można scharakteryzować również przez poprawność procesu technologicznego i naprawialność technologiczną.

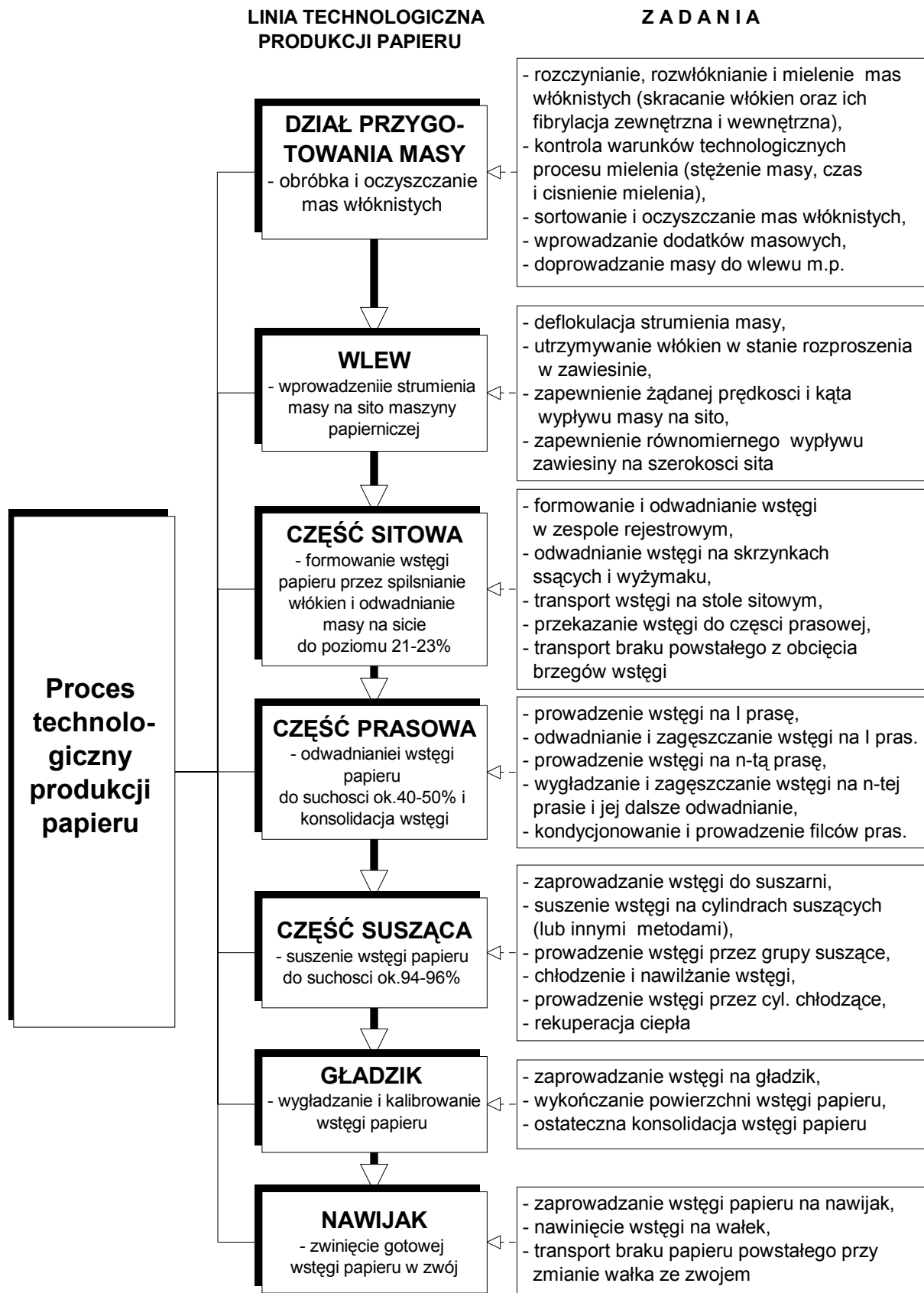
Poprawność procesu technologicznego jest to właściwość polegająca na zachowaniu stabilności procesu technologicznego. Stabilność ta wyraża się brakiem uszkodzeń (niesprawności) podzespołów i wyposażenia technologicznego, zrywów oraz otrzymywaniem wstęgi papieru o wymaganych własnościach - w rozumieniu poziomu oraz równomierności ich rozkładu na szerokości i długości wstęgi - w poszczególnych podzespołach technologicznych maszyny papierniczej.

Naprawialność technologiczna jest to właściwość polegająca na przywracaniu stanu zdadności technologicznej. Przywracanie stanu zdadności technologicznej to wymiana, regulacja, czyszczenie elementów (podzespołów) i wyposażenia technologicznego, usuwanie „braku” z maszyny powstałego w wyniku zrywu wstęgi papieru, zaprowadzanie wstęgi po zrywach itp.

4. SYMPTOMY WAD TECHNOLOGICZNYCH WSTĘGI PAPIERU

Proces technologiczny na maszynie papierniczej można scharakteryzować, po każdej operacji, pewną ilością niezależnych parametrów. Niektóre z nich (na ogół najważniejsze) podlegają okresowej, bądź ciągłej kontroli, spełniającej funkcję informacyjno – diagnostyczną w zakresie wad technologicznych produktu. Do ważniejszych symptomów wad technologicznych wstęgi papieru można zaliczyć:

1/ Nierównomierny rozkład gramatury na szerokości wstęgi, 2/ Nierównomierny rozkład gramatury na długości wstęgi, 3/ Smugi wzdłużne i poprzeczne we wstędze, 4/ Pęczki włókien we wstędze, 5/ Postrzępione brzegi, 6/ Przegniecenia, 7/ Nierównomierność jednostronnego połysku, 8/ Chmurne przezrocze, 9/ Pęczkerze, 10/ Ślady piany lub kropli, 11/ Zmarszczki, 12/ Rysy, 13/ Odgniecenia, 14/ Pylenie, 15/ Dziurki i dziury, 16/ Zbyt duża wiotkość.



Rys.1. Schemat procesu technologicznego produkcji papieru

W tabelach 1-2 przedstawiono, przykładowo, opis pierwszych dwóch symptomów wad technologicznych papieru - a w szczególności - miejsc i przyczyn ich powstawania oraz sposobów ich usuwania [3].

Tab. 1

	Symptom 1	Nierównomierny rozkład gramatury na szerokości wstęgi
Wpływ wady na własności użytkowe	Nierównomierne nawijanie zwojów, kłopoty z zadrukowaniem wyrobu, pogorszenie właściwości wytrzymałościowych, itp.	
Sposób stwierdzenia wady	Badania laboratoryjne, skanery na maszynie papierniczej, itp.	
Określenie wady	Nierównomierny rozkład masy papierniczej na szerokości wstęgi	
Występowanie	We wszystkich wytworach papierniczych	
Wada może powstać podczas procesu:	Przyczyna powstania wady	
Przygotowania masy papierniczej	<ul style="list-style-type: none"> - Zmieniające się stężenie ścieru i masy celulozowej; - Pulsacje ciśnienia w rurociągu doprowadzającym masę do wlewu; 	
Formowania	<ul style="list-style-type: none"> - Kłopoty z regulatorem automatycznej regulacji ciśnienia wlewu; - Nierównomierny wypływ masy ze szczeliny wlewu; - Pulsacje ciśnienia we wlewie; - Zmieniająca się temperatura masy w skrzyni wlewowej; - Skrzynia wlewowa pracuje powyżej zaprojektowanej wydajności, tworzenie się zawirowań i wirów w masie we wlewie; - Nieodpowiednie (najczęściej za duże) rozcieńczenie masy wpływającej na sito (nakładanie się strumieni); - Wybrzuszenia sita, spowodowane miejscowo odłożoną masą na walcach prowadzących sito (w jego drodze powrotnej); - „Zafalowane sito”, np. z powodu nierównomiernego wytarcia powierzchni wykładzin skrzynek ssących; - Źle wypoziomowane lub pasmami zabrudzone skrzynki ssące; 	
Prasowania	<p>Nierównomierna wilgotność wstęgi po prasach wynikająca m.in. z:</p> <ul style="list-style-type: none"> - nierównomiernej chłonności filców; - nierównomiernego zabrudzenia filców; - nierównego złożenia pras; - niewłaściwej bombiastości w stosunku do stosowanego docisku liniowego; - drgania walców prasowych, 	
Suszenia	<p>Nierównomierne suszenie na szerokości wstęgi, spowodowane przez:</p> <ul style="list-style-type: none"> - fakt, że trudniej odprowadzić opary od strony napędu, poza tym występuje przemieszczanie się wilgotnego powietrza od strony obsługi w kierunku napędu; - nierównomierne naprężenie suszników (po stronie obsługi i napędu); - nieszczelność głowic na rurociągach doprowadzających parę, od strony napędu jest wtedy więcej oparów do odprowadzania; 	

Tab. 2

	Symptom 2	Nierównomierny rozkład gramatury na długości wstęgi
Wpływ wady na własności użytkowe	Nierównomierne nawijanie zwojów, kłopoty z zadrukowaniem wyrobu, pogorszenie właściwości wytrzymałościowych, itp.	
Sposób stwierdzenia wady	Badania laboratoryjne, skanery na maszynie papierniczej, itp.	
Określenie wady	Nierównomierny rozkład masy papierniczej na długości wstęgi	
Występowanie	We wszystkich wytworach papierniczych	
Wada może powstać podczas procesu:	Przyczyna powstania wady	
Przygotowania masy papierniczej	<ul style="list-style-type: none"> - Wahanie stężenia I wody podsitowej, używanej do rozcieńczania masy przed wlewem (istotne jest utrzymanie możliwie stałej smarności i pH masy, dodatków masowych i środków pomocniczych – zwłaszcza retencyjnych); - Wadliwa praca układu regulacji proporcji masy : wada rozcieńczająca (przy założeniu, że stężenie I wody podsitowej jest w przybliżeniu stałe); - Wadliwa praca regulatorów stężenia masy; - Zmieniające się stężenie ścieru i masy celulozowej; - Drgania stropów i ścian przenoszone na rurociągi wypełnione masą papierniczą; 	

Tab.2 kontynuacja

Formowania	<ul style="list-style-type: none"> - Pulsacja ciśnienia wywołana wadliwą pracą: <ul style="list-style-type: none"> a/ pomp (ich wydajność powinna być regulowana poprzez zmianę ilości obrotów wirnika, a nie przez dławienie); b/ silnika pompy; - Drgania urządzenia wylewowego (najczęściej o częstotliwościach 7–16 Hz), wchodzące w rezonans z pulsacjami ciśnienia; Pulsacja może być spowodowana także: <ul style="list-style-type: none"> - wahaniami wysokości słupów wody czy zawiesiny masy, gdyż wpływają one na pracę części ssącej pompy (zmienia się „napór” na pompę), zwłaszcza niebezpieczny jest niedobór pompowanego medium – pompa zasysa powietrze, a także ewentualne zanieczyszczenia znajdujące się na dnie kadzi; - nieszczelnością pomp (w układzie ssania) na dławicy, np. z powodu uszkodzenia uszczelki; Drgania w części sitowej spowodowane przez: <ul style="list-style-type: none"> - „nieokrągłość” wałów i wałków; - drgania pionowe wałka rejestrowego – złe wyważenie wałka rejestrowego, luz w ułożyskowaniu; - popękane łożyska; <ul style="list-style-type: none"> Wahania prędkości maszyny papierniczej spowodowane między innymi: <ul style="list-style-type: none"> - wahaniami smerności masy, a w konsekwencji zmiennym obciążeniem sita i części ssącej maszyny papierniczej (ważne jest utrzymanie smerności na stałym poziomie w czasie); - poślizgami sita na wale napędowym; - wadliwą pracą silnika napędowego maszyny papierniczej;
Prasowania	<ul style="list-style-type: none"> - Wahania prędkości maszyny papierniczej spowodowane przeciążeniem jej napędu w części prasowej – np. z powodu uszkodzenia łożyska; - Drgania walców prasowych; - Złe przyleganie skrobaków; - Niewłaściwy naciąg filców; - Zabrudzone filce (- złe kondycjonowanie filców);
Suszenia	<ul style="list-style-type: none"> - Wahania prędkości maszyny papierniczej spowodowane przeciążeniem grupy cylindrów (złe odprowadzanie kondensatu z cylindrów suszących); - Problemy ze skrobakami; - Zabrudzone suszniki (- sprawdzić naciąg suszników);

LITERATURA

- [1] Zieliński T.: *Niezawodność maszyn papierniczych – koncepcja i wyniki badań*. Opracowanie na zlecenie Zespołu Rzeczoznawców SITPP, Łódź 1979.
- [2] Lewandowski J., Kikiewicz Z.: *Eksploatacja i niezawodność obiektów technicznych o ciągłym procesie technologicznym*. Wyd. ATR Bydgoszcz, Bydgoszcz 1989.
- [3] Praca dyplomowa magisterska: „Metody pozyskiwania wiedzy dla potrzeb diagnostyki maszyny papierniczej”. Autor: Mgr inż. Artur Fudalej, Promotor pracy: Dr hab. inż. Tadeusz Zieliński, prof. PŁ, Instytut Papiernictwa i Poligrafii PŁ, Łódź 2003.

DIAGNOSTYKA I MONITOROWANIE STANU W ŻYCIU SYSTEMÓW MECHATRONICZNYCH

Bogdan ŻÓŁTOWSKI

ATR BYDGOSZCZ
bogzol@mail.atr.bydgoszcz.pl

Streszczenie

W pracy omówiono wybrane problemy diagnostyki technicznej i monitorowania stanu systemów mechatronicznych. Przedstawiona problematyka znajduje swoje uzasadnienie w procesach destrukcji maszyn, towarzyszących każdej maszynie tuż po jej wytworzeniu, aż do likwidacji. Daje to podstawy do racjonalnej eksploatacji maszyn w nowo tworzonych diagnostycznych systemach eksploatacji. Ocena stanu zależna od dobrego modelu i właściwych symptomów prowadzi do technologii obiektowych i bioniki istnienia systemów technicznych. Deskryptory diagnostycznego systemu eksploatacji umożliwiają tworzenie nowoczesnych strategii eksploatacji w zindywidualizowanych informatycznie systemach przedsiębiorstwa, zapewniając nowoczesne utrzymanie maszyn w ruchu.

Słowa kluczowe: diagnostyka, monitorowanie, technologie obiektowe, bionika systemów.

MONITORING AND DIAGNOSTIC STATE IN LIFE OF THE MECHATRONIC SYSTEMS

Summary

It the chosen problems of technical diagnostics in running were have talked over was and the monitoring of state the mechatronic systems. Introduced problems finds in processes of destruction of machine engines his reason, concurrent every machine engine near at hand after her producing, until to liquidation. It lets then the basis to rational exploitation of machine engines in newly the created diagnostic systems of exploitation. The state dependent opinion from good patternel and proper symptoms guides to object-oriented technologies and bionics the existences the technical systems. The descriptors of diagnostic system of exploitation make possible creating the modern strategies of exploitation on individualized program the systems of enterprise, assuring modern maintenance in movement the machine engines.

Keywords: diagnostics, monitoring, object – oriented technologies, bionic of systems.

1. WPROWADZENIE

Procesy destrukcji systemów technicznych wymuszają potrzebę nadzorowania zmian ich stanu, szczególnie na etapie eksploatacji. Metody i środki nowoczesnej diagnostyki technicznej są narzędziem diagnozowania ich stanu technicznego, co umożliwia racjonalną i bezpieczną ich eksploatację.

System mechatroniczny, to w rozumieniu Autora nowoczesna maszyna złożona z części mechanicznej, elektronicznej i elektrycznej, zintegrowana nowoczesnymi technologiami informatycznymi w obszarze wytworów, jak i towarzyszących im procesów.

Współczesny rozwój automatyzacji i informatyki w zakresie sprzętu i oprogramowania stwarza nowe możliwości realizacji systemów diagnozowania i monitorowania coraz bardziej złożonych konstrukcji mechatronicznych. Te nowe możliwości są związane z nowymi konstrukcjami czuj-

ników inteligentnych, modułowego oprogramowania oraz modułów komunikacji i wymiany danych.

W tej pracy przedstawiono wybrane problemy nowoczesnego stosowania metod diagnozowania i monitorowania zmian stanu systemów mechatronicznych, wskazując na różne strategie eksploatacji, ich efektywność, a także zagadnienia stanowiące o postępie w zakresie modelowania obiektowego w tworzeniu obiektów samodiagnostujących.

2. ZMIANY STANU MASZYN

Ciągły postęp techniczny, lepsza organizacja i lepsze zarządzanie wymagają posiadania bardziej precyzyjnej informacji w obszarze nadzoru zmieniającego się stanu coraz bardziej skomplikowanych maszyn. Widoczne jest tu powiązanie istniejące pomiędzy otrzymywaną informacją a stopniem doskonalenia działalności technicznej i ekonomicznej, wyrażające się użytecznością informacji, jej wartości albo cenności.

Wiele informacji o sposobach opisu i badania destrukcji maszyn przedstawiono w opracowaniach wcześniejszych autora [7,8,9,11], co pozwala na sygnałne tylko wskazanie głównych elementów tego zagadnienia.

Stan techniczno – organizacyjny P jest zależny w czasie od sprawności informatywnej poprzez związek [11]:

$$P_{t+1} = P_t \cdot (1 + \eta_i) \quad (1)$$

gdzie sprawność informatywna η_i jest określana zależnością:

$$\eta_i = \frac{I_d \cdot W_i}{I_m \cdot C} \quad (2)$$

I_d – informacja dostępna, I_m – informacja możliwa, W_i – waga informacji, C – cykl otrzymywania informacji (czas).

Prawo rozwoju technicznego (1) jest tym większe im większa jest wartość sprawności informatywnej. Z zależności (2) wynika ważne przesłanie sygnalizujące wagę szybkiego otrzymywania, przetwarzania i wykorzystania informacji, z czym wiąże się problem planowania i prognozowania opartego na wartościowej informacji.

Modelowanie dla potrzeb diagnostyki obejmuje modelowanie fizyczne, matematyczne i energetyczne, co daje podstawy diagnostyki symptomowej, holistycznej i energetycznej.

W badaniach stanu obiektów posługujemy się modelami: fizycznymi lub symbolicznymi, które są przedstawieniem fizycznym lub myślowym badanego oryginału. Modele symboliczne dzieli się na logiczne i matematyczne (modele uogólnienia, interpretacji i analogii), natomiast wśród modeli fizycznych (strukturalne, funkcjonalne i mieszane) można wyróżnić modele mechaniczne, elektryczne, cieplne itd. Z modelowaniem wiąże się bardzo ściśle symulacja (fizyczna lub symboliczna), którą stosujemy wówczas gdy nie możliwości badania oryginału. Umożliwia ona opis oryginału, genezowanie i prognozowanie zachowania się oryginału oraz nauczanie aktualnej teorii odnoszącej się do oryginału.

W inżynierii mechanicznej rozwijająca się diagnostyka techniczna potrafi nadzorować postępującą destrukcję maszyny w całym cyklu jej życia. Najlepiej to widać na rys.1, gdzie całościowo rolę i zadania diagnostyki technicznej pokazano w całym cyklu życia maszyny.



Rys.1 Diagnostyka w życiu maszyny.

Kształtowanie i ocena jakości maszyn wiąże się ściśle z koniecznością utrzymania na odpowiednim poziomie ich cech użytkowych w określonych warunkach eksploatacji. Cechy te, spełniające wymogi reprezentatywnych dla stanu obiektu, winny być określone już na etapie wartościowania i konstruowania, a weryfikowane podczas wytwarzania i eksploatacji.

Do wyróżnienia, oceny i podtrzymywania cech użytkowych wykorzystuje się:

- możliwości diagnostyki technicznej, w tym konstruowanie diagnostyczne, ocenę jakości wytworów, diagnostykę eksploatacyjną, metody i środki diagnostyki technicznej,
- wspomaganie badań diagnostycznych techniką komputerową;
- badania niezawodności maszyn w fazach: przedprodukcyjnej, produkcyjnej i poprodukcyjnej przy

wykorzystaniu programowanych badań stanowiskowych, modelowania czynników wymuszających, wspomaganie komputerowego badań niezawodności;

- metodologię kształtowania „jakości” maszyn przez „jakościowy system sterowania przedsiębiorstwem” z uwzględnieniem kryteriów norm jakości EN serii 29 000;

- możliwości regeneracji części maszyn, w tym regenerację wielokrotną, badania zmęczeniowe i modelowanie obciążeń części regenerowanych, nowe techniki i technologie odtwarzania jakości części maszyn;

- badania technologiczności obsługowej i naprawczej maszyn, kształtowanie intensywności starzenia i zużywania się elementów maszyn, kształtowanie podatności oraz ocenę efektywności eksploatacji maszyn.

Powyższe grupy tematyczne stanowią obszar zainteresowań w zakresie metod i metodologii kształtowania i podtrzymywania jakości maszyn, który jest uwarunkowany dynamicznym rozwojem następujących zagadnień :

- modelowania obiektów (strukturalnego, symptomowego, energetycznego),
- metod diagnozowania, genezowania i prognozowania,
- podatności diagnostycznej (przyjazne metody i obiekty),
- budowy ekonomicznych i dokładnych środków badania,
- badania możliwości eksperymentów w kolejnych fazach istnienia maszyny,
- metod oceny efektywności zastosowań metod badawczych,
- metodologii projektowania i wdrażania układów pomiarowych,
- metod sztucznej inteligencji w badaniach.

Przedstawione możliwości diagnostyki w zakresie nadzorowania zmienności stanów maszyn (zmian jakości) są podstawą metody obsługi maszyn według stanu technicznego. Doskonalenie tej przyszłościowej strategii opiera się o nowe, skuteczne metody diagnozowania stanu maszyn, o opracowania pokładowych i stacjonarnych układów diagnostycznych, wspieranych techniką komputerową i dokonania sztucznej inteligencji [2,7].

3. OCENA STANU SYSTEMU MECHATRONICZNEGO

Systemy mechatroniczne i ich rozwój, jako kolejny etap rozwoju jakości konstrukcji maszyn, wiążą się ściśle z rozwojem cybernetyki i ogólnej teorii systemów oraz teorii informacji i zarządzania. Zajmują się one tymi systemami od strony złożoności relacji, sieci i sprzężeń zwrotnych wewnątrz systemowych, mechanizmów stabilności, dynamiki, samoregulacji, procesów gromadzenia i przetwarzania informacji. Mechatronika staje się przedpolem rozwoju bioniki, która bada zasady budowy i funkcjonowania systemów biologicznych w celu możliwości konstruowania mechanizmów, maszyn i urządzeń technicznych, których charakterystyki zbliżone są do charakterystyk żywych systemów. Obok mechatroniki, biomechaniki, bioenergetyki i neurobioniki rozwija się bioelektronika, umożliwiające przewidywać powstawanie mieszanych systemów technicznych składających z części mechanicznej, elektronicznej i organizmu żywego. Tym wyzwaniom winna sprostać w przyszłości diagnostyka techniczna, dla której należy przewidzieć już teraz nowe wyzwania.

Stan aktualny rozwoju diagnostyki technicznej systemów mechatronicznych jest zaledwie początkiem wielu nowych, nie zawsze jeszcze do końca znanych wyzwań merytorycznych i metodycznych. Systemy monitorujące takich systemów

oparte są na czujnikach zmian stanu źródeł cząstkowych, czujnikach inteligentnych, układach zbierania informacji i stacji operatorskiej.

Systemy monitorowania stanu maszyn są stosowane jako niezbędny element wyposażenia złożonych maszyn, zabezpieczający przed wystąpieniem niespodziewanych uszkodzeń lub awarii. Rozwiązania algorytmiczne tych systemów organizują proces akwizycji, porządkowania i przetwarzania danych pomiarowych według przyjętych reguł, wspomagając klasyfikację stanów, bądź wspomagających podejmowanie decyzji diagnostycznych. Rozwiązania sprzętowe określają wielokanałowe układy pomiarowe współpracujące z dowolnymi czujnikami, układy kontroli własnych obwodów pomiarowych, łącza integrujące oczujnikowanie z różnymi przetwornikami i układami wykonawczymi, określającymi sytuacje zagrożeniowe, alarmowe lub wyłączeniowe [2,6].

Głównym elementem takich układów są inteligentne przetworniki pomiarowe, które zawierają: blok akwizycji, blok przetwarzająco-sterujący i blok komunikacji z otoczeniem. Ich zalety w porównaniu z poprzednią generacją przyrządów są następujące [2]:

- możliwość realizacji części procedur pomiarowych w postaci cyfrowej;
- możliwość realizacji różnych algorytmów przetwarzania bez zmiany struktury przyrządu;
- możliwości komunikacyjne polegające na wykorzystaniu interfejsów pomiarowych do generowania decyzji informacyjno-sterujących.

To sprawia, że przetworniki inteligentne mają właściwości adaptacyjne, umożliwiające na podstawie warunków pomiaru, właściwości obiektu, wymagań i ograniczeń, wybór algorytmu pomiaru stosownie do badanego problemu. W pamięci przetwornika znajduje się oprogramowanie pewnego zestawu algorytmów i program ich wyboru. Wybór jest warunkowany stosownie do realizowanej funkcji, zgromadzonej wiedzy oraz informacji o warunkach pomiaru. Obecnie prowadzone są prace w zakresie oprogramowania i doboru struktury przyrządu pozwalające na dostosowywanie się samoczynne do realizowanego zadania, co częściowo dalej pokazano.

Powodzenie różnych koncepcji akwizycji i przetwarzania informacji diagnostycznej wiąże się z doskonaleniem metod **pozyskiwania symptomów stanu, modelowaniem obiektywnym i budową samodiagnostujących się obiektów.**

Wybrane fragmenty dokonań tego zakresu przedstawiono w dalszej części opracowania.

3.1 Sygnały diagnostyczne

Fizyka zjawisk towarzyszących pracy każdej maszyny oparta na modelu generacji sygnałów jest podstawą dobrej diagnostyki i opiera się na znajomości opisu dynamiki maszyny, co ułatwia łagodnie

przejście do obszaru diagnostyki. Wiele opracowań z tego obszaru [1,5,7,9,11] wskazuje jednoznacznie na dużą przydatność procesów drganiowych w opisie zmian stanu maszyn, co często wykorzystywane jest w metodologii prezentacji istoty i dokonania diagnostyki.

Zmiany stanu maszyn opisywane są dobrze sygnałem drganiowym, odzwierciedlają się w zmiennych wartościach poziomu (parametrów) drgań lub w zmianie transmitancji od punktu uszkodzenia do punktu odbioru. Ocena stanu dynamicznego maszyn za pomocą generowanych przez nie procesów fizycznych wymaga skojarzenia parametrów funkcjonalnych ocenianego obiektu ze zbiorem miar i ocen procesów wyjściowych.

Podczas funkcjonowania maszyn, na skutek istnienia szeregu **czynników zewnętrznych** (wymuszenia środowiska, od innych maszyn) oraz **wewnętrznych** (starzenie, zużycia, współpraca elementów) w maszynie następują zaburzenia stanów równowagi, które rozchodzą się w ośrodku sprężystym - materiale, z którego zbudowana jest maszyna.

Zaburzenia mają charakter dynamiczny i zachowują warunki równowagi pomiędzy stanem bezwładności, sprężystości, tłumienia i wymuszenia. Zaburzenia rozchodzą się od źródeł w postaci fal w sposób zależny od własności fizycznych oraz granic konfiguracji, wymiarów i kształtów maszyny. Inne procesy (tarcia i zużycia, termodynamiczne, elektryczne, magnetyczne, objętościowe),

których opis i wykorzystanie w diagnostyce jest jeszcze niewielkie, są źródłem wielu obciążeń dynamicznych znajdujących swoje odzwierciedlenie w analizie i opisie zmiennych stanów maszyny.

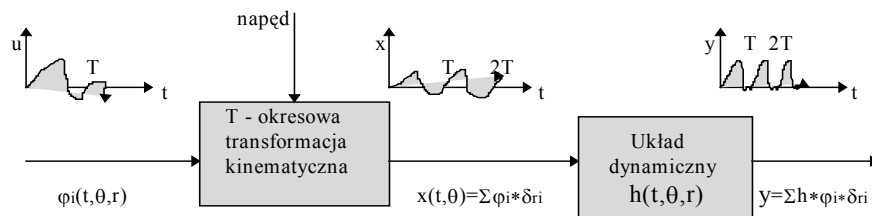
Wyodrębniając w analizie stanu maszyny **procesy wejściowe, strukturę i procesy wyjściowe**, należy pamiętać o ich losowym charakterze.

Wejście wewnętrzne, traktowane jako zbiór wielkości wymuszających określających strukturę maszyny (kształt, jakość wykonania, luzy itd.) i sposób współpracy elementów jest kształtowane w warunkach losowych podczas wytwarzania i ujawnia się tymi własnościami losowymi podczas funkcjonowania.

Wejście zewnętrzne, określające warunki współpracy maszyny z innymi elementami systemu produkcyjnego (zmiany obciążeń, prędkości, wpływ środowiska) ma w praktyce również charakter losowy.

W rezultacie istnienia wejścia i realizacji transformacji stanów reprezentujących procesy zachodzące w maszynie, powstaje szereg dających się mierzyć objawów charakterystycznych zawartych w procesach wyjściowych z maszyny. Procesy te są podstawą budowy modeli generacji sygnałów, opisujących strukturę, funkcjonowanie i zmiany stanów obiektu.

Opisany ciąg założeń prowadzący do modelu generacji sygnałów [1], który jest w ogólnym przypadku maszyn o działaniu okresowym prawdziwy, lecz nie zawsze tak prosty jak na rys.2.



Rys.2 Transformacja sygnału charakterystycznego ϕ w sygnał wyjściowy y (dla $\theta = \text{const}$) jako model generacji sygnału w maszynach [1].

Sygnał wyjściowy dowolnego punktu odbioru można wyrazić w przybliżeniu wzorem:

$$y_k(\Theta, r) = \sum_{i=1}^k \{a(k)h_i(t, \Theta, r) * [u_i(t, \Theta, r) + n(t, \Theta, r)]\} \quad (3)$$

gdzie: $h_i(*)$ - impulsowa funkcja przejścia ujmująca własności korpusu,
 $a(k)$ daje różne wagi sumowania związane z miejscem odbioru „r”.

3.2. Wybór parametrów diagnostycznych

Zbiór parametrów diagnostycznych sygnału wyróżnia się ze zbioru parametrów wyjściowych, towarzyszących pracy maszyny. Na ogół kryteriami

wyróżniania symptomów są warunki ich niezależności, jednoznaczności i mierzalności.

Wyznaczanie zbioru wrażliwych uszkodzeniowo parametrów diagnostycznych powinno uwzględniać:

- zdolność odwzorowania zmian stanu w czasie eksploatacji,
- ilość informacji o stanie technicznym przekładni,
- wrażliwość wartości parametrów w czasie eksploatacji.

Metody wyznaczania symptomów diagnostycznych są następujące:

- metoda maksymalnej wrażliwości parametru na zmianę stanu technicznego.
- metoda maksymalnej względnej zmiany parametru diagnostycznego.

- metoda maksymalnej pojemności informacyjnej parametru diagnostycznego.
- metoda maksymalnej zmienności parametru diagnostycznego.

Zaletą powyższych metod jest to, że pozwalają wybrać ze zbioru parametrów wyjściowych jednoelementowe, jak i wieloelementowe zbiory parametrów diagnostycznych.

Kryteria optymalizacji zbioru parametrów diagnostycznych:

1. parametry diagnostyczne powinny charakteryzować proces destrukcji obiektu i być z nim ściśle związane.
2. parametry diagnostyczne powinny być wrażliwe na zmiany zachodzącego procesu pogarszania się zdatowności obiektu.
3. liczba parametrów diagnostycznych nie może być zbyt duża, gdyż znaczna ich liczba utrudnia, a niekiedy uniemożliwia poznanie i określenie procesu pogarszania się stanu obiektu.
4. parametry diagnostyczne powinny mieć charakter mierzalny.
5. muszą istnieć wiarygodne dane statystyczne i analityczne badanych parametrów.

4. TECHNOLOGIE OBIEKTOWE W DIAGNOSTYCE TECHNICZNEJ

Nowym podejściem w diagnostyce obiektów technicznych jest diagnostyka obiektowa, oparta na nowoczesnych technologiach informatycznych, z wykorzystaniem metod sztucznej inteligencji. Takie podejście jest niezwykle istotne dla maszyn krytycznych, mobilnych obiektów w ruchu i, wymagających wręcz samodiagnozowania, samonaprawy itd.

Obecnie obserwuje się w niemal wszystkich dziedzinach informatyki dążenie do stosowania technologii obiektowych. Złożoność rozwiązywanego problemu, dalej silnie zdeterminowanie czasowe i kosztorysowe wywołały w zasadzie masowe przejście do obiektowego postrzegania zadań koncepcyjnych i projektowych, mających szerokie zastosowanie w monitorowaniu stanu. Proces modelowania rzeczywistych, bardzo złożonych systemów, zdaniem wielu autorów, powinien być prowadzony zgodnie z konwencją obiektowości, co może przynieść wymierne korzyści w procesie analizy i określania potrzeb modernizacyjnych [6,8,11].

Podejście obiektowe ma szereg zalet, do których można zaliczyć:

- dostępność narzędzi programistycznych i obszernej biblioteki;
- możliwość wielokrotnego użycia kodów programu;
- wierne i przystępne pojęciowo odzwierciedlenie zdarzeń i procesów zachodzących w rzeczywistym obiekcie;

- stosunkowo łatwe modernizowanie prawidłowo zaprojektowanych systemów.

Wymienione wyżej cechy podejścia obiektowego pozwalają na włączenie metod sztucznej inteligencji do modelu badanego systemu.

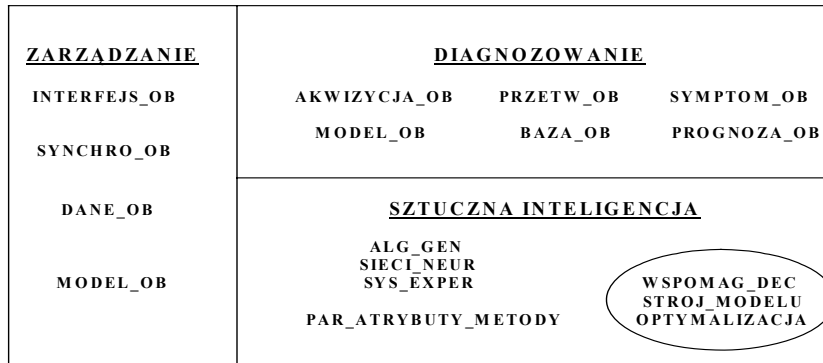
Podejście obiektowe można określić jako próbę modelowania, odwzorowania rzeczywistych bytów jako obiektów. W podejściu tym zadania rozpatrywane są w kategoriach obiektów i komunikatów pomiędzy nimi. Obiekt jest niezależną, asynchroniczną jednostką, która przechowuje dane (atrybuty), wykonuje zadania (metody), komunikuje się z innymi obiektami (komunikaty). Obiekt posiada cechy i zachowania odróżniające go od innych obiektów tworzących system. Pojęciem ogólniejszym jest klasa obiektów, która może być rozumiana jako szablon. Szablon taki określa, jakie atrybuty ma dana klasa i w jaki sposób obiekty funkcjonują. Działająca aplikacja uaktywnia potrzebne egzemplarze (instancje) klasy - w ten sposób generuje kolejne obiekty.

Proponowany system umożliwia pełną integrację najróżniejszych metod, modeli i danych. Poszczególne klasy obiektów zgrupowano w tematy zgodnie z ich zastosowaniami i właściwościami. W temacie ZARZĄDZANIE zawarto klasy obiektów odpowiedzialne za konfigurowanie systemu według potrzeb użytkownika i sterowanie przebiegiem zdarzeń. W temacie DIAGNOZOWANIE umieszczono klasy pozwalające na zbudowanie modelu diagnostycznego i wykonanie obliczeń. Temat SZTUCZNA INTELIGENCJA zawiera klasy implementujące właściwości i zastosowania algorytmów genetycznych.

W ujęciu obiektowym strukturę funkcjonalną proponowanego systemu [7] pokazano na rys. 3. Zakłada się tu istnienie niezależnych, wirtualnych klas obiektów, generujących poszczególne instancje obiektów w zależności od potrzeb.

Zgodnie z wymaganiami użytkownika przetworzenie danych pomiarowych następuje przy pomocy metod obiektów klasy PRZETW_OB. Jeżeli zachodzi potrzeba wykonania eksperymentu, w którym należy wykonać wybór symptomów użyteczny może być obiekt klasy SYMPTOM_OB wraz z odpowiednio skonfigurowaną procedurą wyszukiwania zawartą w klasie ALG_GEN.

BAZA_OB, czyli bank danych powinien zawierać dane empiryczne w postaci np. szeregów czasowych, dotyczące modelowanego systemu diagnostycznego. Dane te mogą być wykorzystywane do określania parametrów badanych obiektów, parametrów i związków funkcjonalnych pomiędzy zmiennymi modelu. Bank metod z kolei winien obejmować dostępne procedury i funkcje matematyczno-statystyczne, które są niezbędne do obróbki danych empirycznych, w przypadku szacowania struktury i parametrów modelu, jak również w walidacji modeli.



Rys.3 Warstwa tematów obiektowego systemu diagnostycznego.

Zadaniem klasy MOD_OB jest obsługa zawartego w systemie symulacyjnym banku modeli oraz banku metod. Identyfikuje ona możliwie proste, podstawowe procedury potrzebne do obliczeń oraz atrybuty danych wejściowych i wyjściowych.

W temacie SZTUCZNA INTELIGENCJA istnieje klasa ALG_GEN pozwalająca na przeprowadzenie operacji genetycznych. Klasa ta może generować obiekty obliczeniowe o strukturze dopasowanej do wymagań badanego problemu. Dla łatwiejszego posługiwania się systemem symulacyjnym, założono dziedziczenie metod i atrybutów ALG_GEN przez obiekty nazwane zgodnie z ich przeznaczeniem:

OPTYMALIZACJA, STROJ_MODELU (strojenie modelu), WSPOM_DEC (wybór decyzji) itd. Poza klasami implementującymi algorytmy inteligentne, założono istnienie klas pomocniczych, które bezpośrednio działają na rzecz konkretnych obiektów. Ich zadaniem jest dobór parametrów pracy w zależności od struktury przetwarzanych danych. Np. klasa PAR_ALG_GEN ustala długość ciągu kodowego, liczbę generacji, liczbę równoległe przetwarzanych ciągów kodowych, prawdopodobieństwo krzyżowania i mutacji.

Klasa SYNCHRO_OB zawiera scenariusze prowadzenia obliczeń i eksperymentów. Atrybutami tej klasy są listy zdarzeń potrzebnych do wykonania określonego zadania oraz listy dostępnych obiektów. Zrealizowanie zadania sprowadzone zostaje do odpowiedniego wypełnienia listy z podaniem potrzebnych obiektów i chronologicznych zdarzeń. Użytkownik systemu za pośrednictwem INTERFEJS_OB wybiera gotowe szablony czynności zgromadzone w SYNCHRO_OB lub buduje samodzielnie środowisko tworząc scenariusz działania na podstawie listy możliwych do powołania obiektów.

5. BIONIKA ISTNIENIA SYSTEMU

W naukach technicznych od dawna zaczęto podpatrywać naturę po to, aby przenieść niektóre mechanizmy przyrody na grunt techniki.

Człowiek chce budować coraz bardziej doskonałe maszyny, którym można byłoby zlecić wykonanie pracy. Zwłaszcza chcemy zmniejszyć czas tracony na kontrolę stanu maszyn, lokalizację uszkodzeń oraz ich usuwanie. Dobrze by było, gdyby takie mechanizmy były wbudowane w system techniczny i wykonywałyby się automatycznie, czego przykładem jest podejście obiektowe.

Człowiek zmierza do budowania systemów technicznych zawierających takie cechy, które charakteryzują organizmy żywe, m.in. takie jak: samoodtworzenie, samodoskonalenie, samodostrajanie czy samoregeneracja. Są to tylko niektóre cechy samoorganizacji rozumianej jako charakterystyczna zdolność systemów do nieprzerwanego przystosowywania się do zmieniających się wewnętrznych i zewnętrznych warunków ich istnienia oraz nieprzerwanego doskonalenia się zachowania wobec niezmiennych warunków z uwzględnieniem przeszłego doświadczenia. Badanie tych procesów ma nie tylko wartość w biologii, ale także ma praktyczną wartość dla wykorzystania mechanizmów przyrody w tworzeniu systemów technicznych.

Różnorodne formy uczenia się umożliwiają kompensację uszkodzonych elementów, np. uszkodzenie wzroku przez uczenie się, powoduje wyostrenie innych zmysłów. Przez uczenie się, zbieranie informacji o swojej pracy, można będzie w systemach technicznych dopasowywać swoją strukturę i funkcję do danej klasy zadań w ten sposób, żeby korzystać z mniejszej liczby elementów niż na początku, a zaoszczędzone w ten sposób elementy przeznaczyć do rezerwacji, przez co niezawodność systemu wzrośnie.

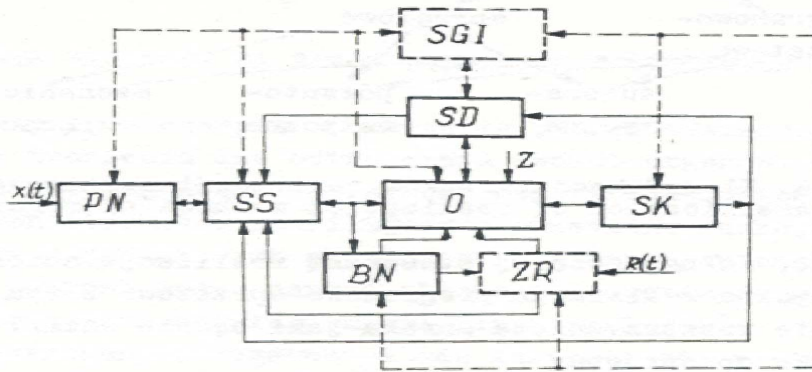
Wydaje się, że wszystkie wymienione rodzaje regeneracji dla organizmów żywych mogą być w przyszłości zastosowane w różnym stopniu do systemów technicznych.

Organizmy żywe czerpią z otoczenia pokarm zawierający cząsteczki niezbędne do tworzenia lub odtwarzania swoich organów. Podobnie system techniczny musi dysponować "pokarmem" czy "środowiskiem", co jest rezerwą gotowych ele-

mentów realizujących określone funkcje logiczne lub sieci złożone z jednakowych elementów, w których automatycznie można usuwać zbędne połączenia drogą np. optyczną, elektryczną, czy działaniem pól fizycznych.

Biorąc pod uwagę różne mechanizmy samoodtworzenia w organizmach żywych oraz obecne i

perspektywiczne możliwości techniczne proponuje się model samoistniejącego systemu, przedstawiony na rys.4. Realizacja tego modelu następuje za pomocą środków programowo – sprzętowych w sposób automatyczny.



Rys.4 Funkcjonalny model systemu bionicznego: O - obiekt (system dyskretny), SK- system kontrolny, SD - system diagnostyczny, SS - system sterujący, PN - pamięć programów naprawy, ZR - zasoby rezerwowe, BN - blok naprawczy, SGI – system gromadzenia informacji, X(t) - wejście do wprowadzania programów naprawy, R(t) - wejście do wprowadzania zasobów rezerwowych, Z – zakłócenia.

Podobnie jak w organizmach żywych, w pewnych warunkach będzie zachodzić inhibicja (zahamowanie) procesów istnienia, a w innych aktywacja. Szczególną rolę w procesach inhibicji i aktywacji ma SGI, który gromadzi doświadczenia o uszkodzeniach, trendach itp. Wobec pewnych uszkodzeń w wyniku doświadczeń może okazać się, że stosowany dany rodzaj ingerencji jest nieopłacalny ze względu na długi czas trwania, co ma poważne następstwa w działaniu ST, np. duże koszty spowodowane nie działaniem, bądź duże przeciążenie dobrych elementów na czas ingerencji powoduje duże ich zużycie. W takich przypadkach może okazać się, że lepiej zastosować inny rodzaj ingerencji, bądź zastosować inne środki techniczne, mimo że np. nie osiągnie się wymaganego poziomu dostępności funkcjonalnej.

6. DESKRYPTORY DIAGNOSTYCZNEGO SYSTEMU ISTNIENIA MASZYN

Do sterowania utrzymaniem maszyn w stanie zdatności funkcjonalnej i zadaniowej nieodzowny jest algorytm sterowania. Powinien on zawierać trzy zasadnicze elementy badań diagnostycznych maszyn:

- badanie i ocenę stanów,
- ustalenie przyczyn zaistniałych stanów,
- przewidywanie rozwoju zmian stanów.

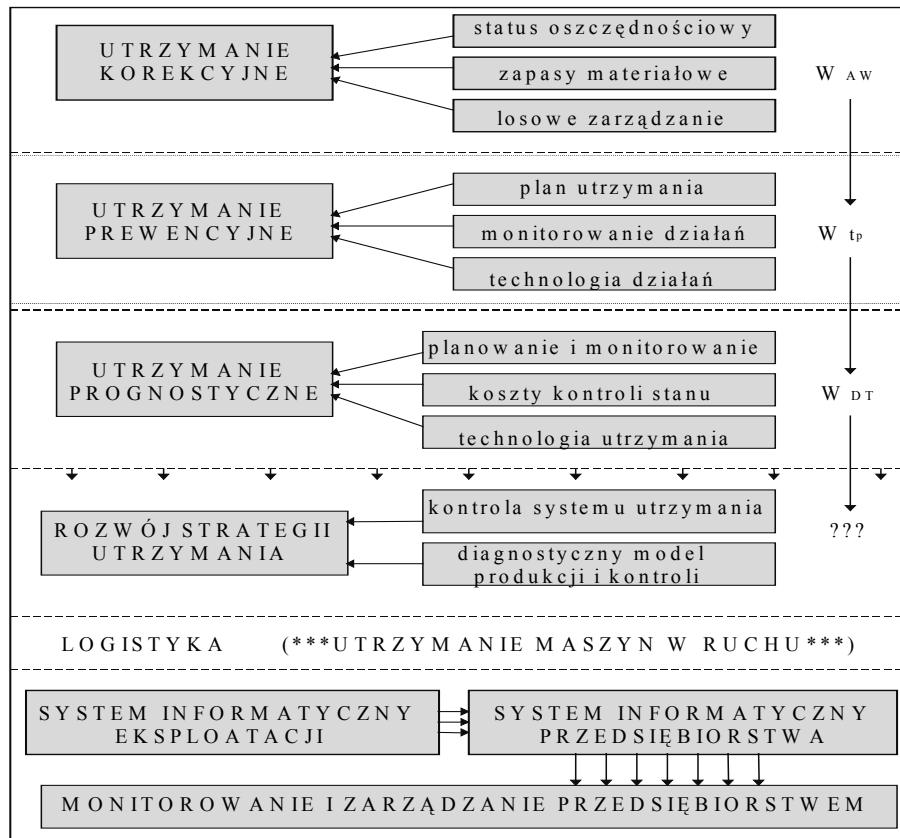
Zasadniczym działaniem jest więc diagnozowanie maszyny. Jeżeli maszyna jest zdalna, konieczne jest prognozowanie jej stanu, co w praktyce sprowadza się do ustalenia terminu kolejnego obsługiwanie maszyny. Następnie wykonuje się niezbędne czynności obsługiwanie (np. smarowanie) i powrót do użytkowania. W przypadku niezdatności maszyny należy ustalić tego przyczynę, usunąć je i powtórnie skontrolować. Następnym krokiem to prognozowanie stanu i w końcu wykonanie dalszych operacji zgodnie z algorytmem.

Budowane na bazie znanych strategii eksploatacji [4,7] systemy utrzymania maszyn w ruchu przedstawiono na rys.5.

Wskaźniki diagnostycznego systemu eksploatacji maszyn

Poprawne funkcjonowanie diagnostycznego systemu eksploatacji maszyn wymaga zrealizowania wielu zadań, organizacyjnych, szkoleniowych i inwestycyjnych. Samo funkcjonowanie systemu diagnostycznego w przedsiębiorstwie, od strony metodyki wykorzystania narzędzi diagnostyki technicznej do bieżącej oceny i prognozowania stanu maszyn wymaga znajomości [3,7,11]:

- symptomów stanu: S_1, S_2, \dots, S_m ;



Rys.5 Podstawowe formy utrzymania maszyn w ruchu.

- wartości granicznych symptomów stanu:

$$S_{gr} = \bar{s} \pm \sigma \sqrt{\frac{P_g}{2A}}; \quad (4)$$

- okresowości badań diagnostycznych:

$$T_D = \frac{(1 - P_g)(S_{gr} - S_m)}{S_m} \theta_m \quad (5)$$

Przedstawione deskryptory diagnostycznego systemu eksploatacji maszyn zostały zdefiniowane i uzasadnione we wcześniejszych pracach autora [3,7,11].

Znajomość stanu technicznego w tak funkcjonującym diagnostycznym systemie eksploatacji (DSEM) jest podstawą podejmowania decyzji eksploatacyjnych: o dalszym użytkowaniu, skierowaniu do obsługiwań technicznych lub do likwidacji. Pozwala to przewidywać niezbędnie konieczne zakupy materiałów lub części zamiennych, planować zakres i obciążenie stanowisk naprawczych, jak też prognozować zakupy inwestycyjne.

Efekty ekonomiczne z takiego sposobu eksploatacji są niewspółmiernie wyższe niż w innych

strategiach, co warunkuje powodzenie i ogromne zainteresowanie tym rozwiązaniem.

Podstawowym warunkiem powodzenia tej strategii jest dostępność prostych metod diagnostycznych, najlepiej w konstruowanych w produkowane maszyny, które z kolei są nadzorowane w systemie monitorowania stanu maszyn. Poprawna realizacja tej strategii wymaga skutecznych metod i środków diagnostyki technicznej oraz przygotowanego personelu technicznego. Wymaga też przezwyciężenia nieufności decydentów, co do efektywności takiego sposobu eksploatacji.

7. NOWOCZESNE UTRZYMANIE MASZYN W RUCHU

Monitorowanie stanu maszyn, w aspekcie niezawodności funkcjonalnej (traktowanej jako zdolność maszyny do wykonania zadania) jak i w sensie diagnostyki fizycznej (rozpoznawanie przyczyn zaistniałych uszkodzeń) występuje na poziomie utrzymania maszyn w ruchu. Uwzględniając dostępne literaturowo warianty możliwych strategii eksploatacji maszyn można ich praktyczną przydatność dla wybranego przedsiębiorstwa ocenić przy pomocy **użytkowych wskaźników efektywności**. Dla ich wyznaczenia przyjmuje się, że:

- czas pracy maszyny do uszkodzenia określa funkcja niezawodności [7]:

$$R(t) = P(T_U > t) = \int_t^{\infty} f(t) dt \quad (6)$$

- oczekiwany czas pracy:

$$P_{RZCP} = \int_0^t R(t) dt \quad (7)$$

- przeciętny rzeczywisty czas pracy (główny dla zadań utrzymania maszyn w ruchu):

$$O_{Cp} = \int_0^{\infty} R(t) dt \quad (8)$$

Pozwala to zdefiniować - współczynnik wykorzystania maszyny WW:

„kryterium jakości strategii”

$$W_w = \frac{P_{RZCP}}{O_{Cp}} \quad (9)$$

Według tego kryterium można dokonać oceny poszczególnych strategii eksploatacji maszyn i dalej ich przydatności w praktyce przemysłowej.

Dla strategii od „awarii do awarii” stosowanej dla uszkodzeń o małych skutkach ekonomicznych i bez następstw zagrożenia bezpieczeństwa: $W_{AA} = 1$. Jest to zatem strategia najbardziej efektywna ekonomicznie, a zadania obsługowo - naprawcze inicjowane są uszkodzeniem.

Dla strategii „według ilości pracy” (obligatoryjna), w której przedsięwzięcia obsługowo-naprawcze są zaplanowane po z góry określonej ilości

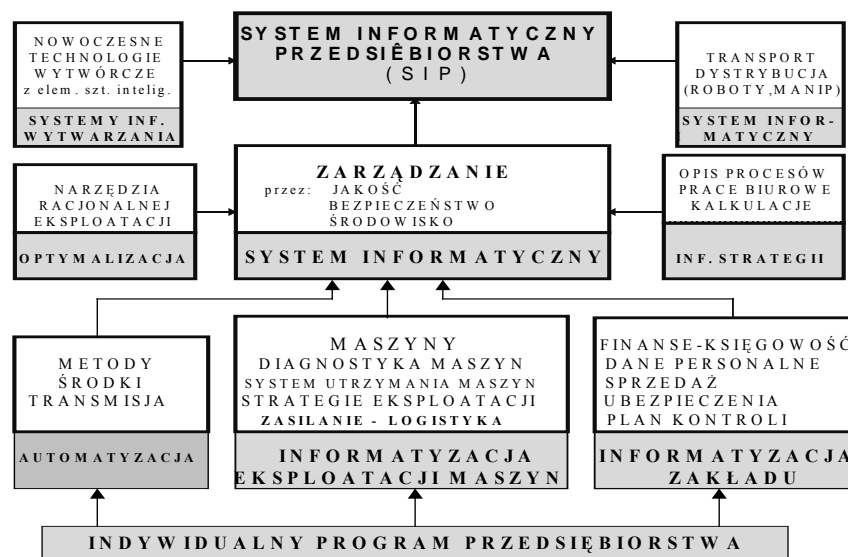
wykonanej pracy (statystyczne oszacowania słabych ogniw i czasu do awarii): $W_{ip} \ll 1$.

Dla strategii „według stanu technicznego”, w której zakres i częstotliwość czynności obsługowo-naprawczych limituje stan techniczny wskaźnik efektywności $W_{DT} < 1$.

Jakościowa analiza tych wskaźników wskazuje, że ich uszeregowanie w postaci: $W_{AA} > W_{DT} > W_{ip}$ preferuje, poza strategią uszkodzeniową, strategię według stanu technicznego. Przedstawione wskaźniki dobrze ilustrują efektywność działań obsługowo-naprawczych w różnych strategiach utrzymania maszyn w ruchu.

Coraz większa ilość informacji wytwarzanej w przedsiębiorstwie w sferach zarządzania, procesów produkcji i procesów pomocniczych wymaga właściwego ich uporządkowania, przetworzenia i redukcji do zakresu niezbędnego dla podejmowania racjonalnych decyzji. Technika komputerowa ogarnęła wszystkie sfery działalności przedsiębiorstwa, a ponadto załamała dotychczasowe podziały i zachwiała istniejącą dotychczas strukturę oraz zmieniła jej otoczenie. Jeżeli już dziś nasze przedsiębiorstwa nie będą w sposób racjonalny adoptować się do zmian, to jutro nie będą uczestniczyć w światowym podziale pracy.

Na rys.6 przedstawiono system informatyczny przedsiębiorstwa, wyróżniając w nim problematykę utrzymania maszyn w ruchu, gdzie problematyka diagnostyki technicznej znajduje swoje wyróżnione miejsce. W takim systemie problematyka monitorowania stanu maszyn i związanych z nią wszystkich problemów cząstkowych jest wkomponowana w strukturę informatyczną przedsiębiorstwa.



Rys.6 System informatyczny przedsiębiorstwa z wyróżnionym zadaniem utrzymania maszyn w ruchu.

8. PODSUMOWANIE

Przedstawione w pracy rozważania dotyczą systemów eksploatacji maszyn oraz przyszłościowych rozwiązań monitorowania i zarządzania środkami trwałymi w przedsiębiorstwie, przy wyróżnieniu zagadnień i obszarów możliwych zastosowań monitorowania stanu i badań diagnostycznych.

Do podstawowych stwierdzeń tego opracowania należy zaliczyć:

1. potrzebę wprowadzania nowoczesnych strategii zarządzania do przedsiębiorstw jako: zarządzanie przez jakość, zarządzanie bezpieczeństwem, zarządzanie środowiskiem;
2. nadrzędną rolę informacji (monitorowanie, badania diagnostyczne) w sterowaniu przedsiębiorstwem;
3. potrzebę nowych technologii w zakresie metod monitorowania i transformacji informacji do decydentów (jaka, ile, kiedy, w jakiej postaci, na jaki szczebel);
4. wyróżnienie zarządzania systemem eksploatacji maszyn w systemie logistycznym zakładu, a w nim miejsca na monitorowanie i badania diagnostyczne (przyszłość DT);
5. potrzebę opracowania dokumentacji funkcjonowania DT w systemie zarządzania jakością, bezpieczeństwem, środowiskiem;
6. konieczność usankcjonowania w PN roli, miejsca i zadań DT w nowoczesnych strategiach zarządzania przedsiębiorstwem.

Od strony badań diagnostycznych pojawia się potrzeba wykorzystania modelowego opisu energetycznego, bezpośrednio odpowiedzialnego za zmiany stanu obiektów. Powstające w ten sposób ewolucyjne modele diagnostyczne winny doskonalić metodologię i wnioskowanie diagnostyczne - eksploatacyjne oraz indywidualizować metody i środki diagnostyki technicznej.

LITERATURA

1. Cempel C.: Podstawy wibroakustycznej diagnostyki maszyn. WNT, Warszawa 1982.
2. Michalski R.: Pokładowe systemy nadzoru maszyn ze sztuczną inteligencją. Wydawnictwo ART., Olsztyn 1997.
3. Niziński S., Żółtowski B.: Informatyczne systemy zarządzania eksploatacją obiektów technicznych. ISBN – 83-916198-0-X, Olsztyn-Bydgoszcz, 2001 s.334.
4. Niziński S., Żółtowski B.: Zarządzanie eksploatacją obiektów technicznych za pomocą rachunku kosztów. ISBN – 83-916198-0-X, Olsztyn-Bydgoszcz, 2002.
5. Uhl T. ii: New trends in design of monitoring and diagnostic systems. ZEM,Z.3, vol.38, 2003 pp.133-144.

6. Uhl T., Batko W.: Wybrane problemy diagnostyki maszyn. CCATIE, Kraków 1996.
7. Żółtowski B.: Podstawy diagnostyki maszyn. Wyd. ATR. Bydgoszcz. 1996 (s.467).
8. Żółtowski B., Niziński S.: Modelowanie procesów eksploatacji maszyn. ISBN – 83-916198-3-4, Bydgoszcz-Sulejówek, 2002 s.250.
9. Żółtowski B.: Badania dynamiki maszyn. ISBN – 83-916198-3-4, Bydgoszcz, 2002 s.335.
10. Żółtowski B., Niziński S.: System informatyczny eksploatacji pojazdów mechanicznych. Wyd. PWSZ, Piła 2004 s.234.
11. Żółtowski B., Tylicki H.: Wybrane problemy eksploatacji maszyn. Wyd. PWSZ, Piła 2004 s.214.



Prof. dr hab. inż. Bogdan ŻÓŁTOWSKI, prof. zw. ATR w działalności naukowej zajmuje się problemami dynamiki maszyn, wibrodiagnostyki, diagnostyki technicznej, metrologii i eksploatacji pojazdów. Ma w swoim dorobku ogólnie około 320 publikacji, w tym 19 pozycji zwartych (własne i współautorskie), 41 publikacji naukowych, 155 publikacji naukowo-technicznych i konferencyjnych oraz 45 opracowań naukowo-technicznych. Jest członkiem Instytutu Badań Nieniszczących NDT (Anglia), członkiem Sekcji Podstaw Eksploatacji Komitetu Budowy Maszyn Polskiej Akademii Nauk (od 1989r.), członkiem Polskiego Towarzystwa Diagnostyki Technicznej, członkiem Zespołu Diagnostyki SPE KBM PAN. Jest także redaktorem działowym Diagnostyki Technicznej w Zagadnieniach Eksploatacji Maszyn PAN, członkiem Rady Programowej wydawnictwa PTDT – *DIAGNOSTYKA* oraz członkiem Oddziału PAN w Lublinie. Wypromował 7 doktorów nauk technicznych oraz kilkudziesięciu absolwentów studiów magisterskich i inżynierskich.