
DIAGNOZA - GENEZA - PROGNOZA => PODSTAWA KAŻDEJ DECYZJI

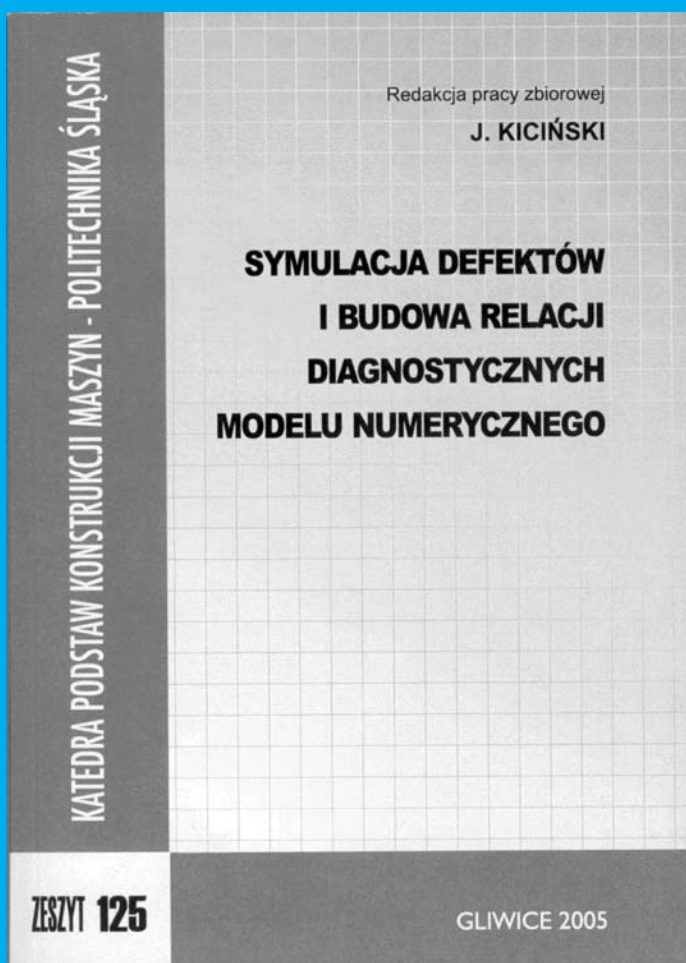


afiliowane przy

Wydziale Nauk
Technicznych
Polskiej Akademii Nauk

Diagnostyka

ISSN 641-6414



Nr 1(37)/2006

RADA PROGRAMOWA

PRZEWODNICZĄCY:

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

REDAKTOR NACZELNY:

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

CZŁONKOWIE:

prof. dr hab. inż. **Jan ADAMCZYK**
AGH w Krakowie

dr inż. **Roman BARCZEWSKI**
Politechnika Poznańska

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

prof. dr hab. inż. **Wojciech BATKO**
AGH w Krakowie

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

prof. dr hab. inż. **Adam CHARCHALIS**
Akademia Morska w Gdyni

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

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

prof. dr hab. inż. **Marian DOBRY**
Politechnika Poznańska

prof. **Wiktor FRID**
Royal Institute of Technology in Stockholm – Szwecja

dr inż. **Tomasz GAŁKA**
Instytut Energetyki w Warszawie

prof. dr hab. inż. **Jan KICIŃSKI**
IMP w Gdańsku

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

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

prof. dr hab. inż. **Stanisław NIZIŃSKI**
UWM w Olsztynie

prof. **Vasyl OSADCHUK**
Politechnika Lwowska – Ukraina

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

prof. **Bob RANDALL**
University of South Wales – Australia

prof. dr **Raj B.K.N. RAO**
president COMADEM International – Anglia

prof. **Vasyl S. SHEVCHENKO**
BSSR Academy of Sciences Mińsk – Białoruś

prof. **Menad SIDAHMED**
University of Technology Compiègne – Francja

prof. dr hab. inż. **Tadeusz UHL**
AGH w Krakowie

prof. **Vitalijus VOLKOVAS**
Kaunas University - Litwa

prof. dr hab. inż. **Andrzej WILK**
Politechnika Śląska

prof. **Alexandr YAVLENSKY**
Aerospace University Sankt Petersburg – Rosja

prof. dr hab. inż. **Bogdan ŻÓŁTOWSKI**
ATR w Bydgoszcz

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

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

WYDAWCA:

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

REDAKTOR NACZELNY:

prof. dr hab. inż. **Ryszard MICHAŁSKI**

SEKRETARZ REDAKCJI:

dr inż. **Sławomir WIERZBICKI**

CZŁONKOWIE KOMITETU REDAKCYJNEGO:

dr inż. **Krzysztof LIGIER**

dr inż. **Paweł MIKOŁAJCZAK**

ADRES REDAKCJI:

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

KONTO PTDT:

Bank Przemysłowo Handlowy S.A.
II O/ Warszawa
nr konta: 40 1060 0076 0000 3200 0046 1123

NAKŁAD: 260 egzemplarzy

Spis Treści

Słowo Redaktora	5
Informacje PTDT	5
Nadim OBEID – King Abdullah School for Information Technology The University of Jordan, Imad SALAH & Raj B. K. N. RAO – COMADEM International.....	9
<i>Role Of Knowledge Management In Diagnosing And Prognosing System's Failures</i> <i>Rola zarządzania wiedzą w diagnozowaniu i prognozowaniu uszkodzeń systemu</i>	
Paweł RZUCIDŁO – Politechnika Rzeszowska	17
<i>Detekcja nieprawidłowych interakcji pilota i efektywnej dynamiki samolotu</i> <i>The Detection Of Unfavorable Aircraft-Pilot Coupling</i>	
Konrad HOSZWA, Jerzy OSIŃSKI, Marcin OSIPIAK, Piotr ŻACH – Politechnika Warszawska	23
<i>Rozszerzenie możliwości zastosowania tłumienia modalnego w diagnostyce dużych obiektów</i> <i>Widening The Possibility Of Modal Damping Application To Diagnostics Of Large Objects</i>	
Tomasz GAŁKA – Instytut Energetyki	31
<i>Parametry rozkładów statystycznych jako symptomy ewolucyjne w diagnostyce układów przepływowych turbin</i> <i>Statistical Distribution Parameters As Evolutionary Symptoms In Turbine Fluid-Flow System Diagnostics</i>	
Leonel F. CASTAÑEDA HEREDIA – Uniwersytet EAFIT Medellin, Bogdan ŻÓŁTOWSKI – ATR Bydgoszcz	39
<i>Portable Diagnostic System For The Metro Train</i> <i>Przenośny system diagnostyczny pociągów metra</i>	
Marcin BEDNAREK – Politechnika Rzeszowska, Lesław BĘDKOWSKI, Tadeusz DĄBROWSKI – WAT	45
<i>Potencjałowe wskaźniki niezawodności przesyłu zbioru komunikatów</i> <i>The Potential Reliability Indicators Of Messages Set Transmission</i>	
Marcin BEDNAREK – Politechnika Rzeszowska, Lesław BĘDKOWSKI, Tadeusz DĄBROWSKI – WAT	51
<i>Układ komunikacji jako obiekt diagnozowania w ujęciu potencjałowo-efektowym</i> <i>The Communication System As A Diagnosing Object In The Potential-Effect Approach</i>	
Lesław BĘDKOWSKI, Tadeusz DĄBROWSKI – WAT	55
<i>Diagnozowanie na podstawie niepewnych syndromów stanu obiektu</i> <i>Diagnosing Based On Uncertain Syndromes Of An Object State</i>	
Arkadiusz RYCHLIK – UWM Olsztyn	61
<i>Metoda diagnozowania układu hydraulicznego maszyny roboczej</i> <i>Diagnosing Method Of Hydraulic System Of Working Machine</i>	
Alexander YASTREBOV, Stanisław GAD, Grzegorz SŁOŃ, Mariusz ŁASKAWSKI – Kielce University of Technology	69
<i>Intelligent Methods Of ANN Type In Symptom Diagnostic Of Motorcar Vehicles' Electrical Equipment</i> <i>Inteligentne metody typu SSN w symptomowej diagnostyce wyposażenia elektrycznego pojazdów samochodowych</i>	
Wojciech BATKO, Tomasz KORBIEL – AGH Kraków	77
<i>System monitoringu diagnostycznego przekładni planetarnej pracującej w warunkach zmiennego obciążenia</i> <i>Diagnostic Monitoring System For Epicyclic Gearbox Working In Non-Even Load Conditions</i>	
Marcin ŁUKASIEWICZ - ATR Bydgoszcz	83
<i>Badania diagnostyczne stanu technicznego silnika spalinowego metodą eksploatacyjnej analizy modalnej</i> <i>Representation Of Combustion Engine Technical State Modal Model In Use To Diagnostic Investigations</i>	

Dariusz MAZURKIEWICZ – Politechnika Lubelska, Maciej GALIŃSKI – Lubelski Węgiel "Bogdanka" S.A.	89
<i>Metoda oceny stopnia zużycia łożysk kół linowych dla charakterystycznego przypadku wyciągu szybowego S 1.3 w L.W. „Bogdanka”</i> <i>Estimation Method Of Rope Wheel Bearings Wear Extant For Special Conditions Of S 1.3 Lift At The Coal Mine “Bogdanka”</i>	
Grzegorz WOJNAR, Bogusław ŁAZARZ, Henryk MADEJ – Politechnika Śląska	97
<i>Metoda pozyskiwania sygnałów resztkowego i różnicowego w przypadku pracy przekładni zębatej ze zmiennymi w czasie prędkościami obrotowymi i obciążeniami</i> <i>The Method Logging Of Residual And Differential Signals For Gear Working With Variables The Rotational Speeds And Loads</i>	
Leszek MAJKUT – AGH Kraków	101
<i>Detekcja pęknięć na podstawie charakterystyk dynamicznych</i> <i>Crack Detection Based On Frequency Response</i>	
Tomasz BARSZCZ - Akademia Górniczo-Hutnicza	107
<i>Zastosowanie sieci neuronowych do klasyfikacji uszkodzeń maszyn wirujących</i> <i>Application Of Neural Networks To Classification Of Malfunctions Of Rotating Machinery</i>	
Maria GOLEC, Zdzisław GOLEC, Czesław CEMPEL – Politechnika Poznańska	115
<i>Hałas turbiny wiatrowej Vestas V80 podczas eksploatacji</i> <i>Noise Of Wind Power Turbine Vestas V80 In A Farm Operation</i>	
Henryk TYLICKI, Joanna WILCZARSKA – ATR Bydgoszcz	121
<i>Genezowanie stanu maszyn</i> <i>The Genesis Of Machines Technical State</i>	
Wojciech BATKO, Piotr KRZYWORZEKA, Andrzej MIKULSKI – AGH Kraków	127
<i>Application Of Wavelet-Fourier Analysis Into Drawing-Shaft Reinforcement Diagnostics</i> <i>Zastosowanie analizy falkowej-Fouriera w diagnostyce zbrojenia szybowego</i>	
Grzegorz WOJNAR – Politechnika Śląska	135
<i>Analiza wpływu pęknięcia podstawy zęba obciążanego dużą siłą dynamiczną na zmiany rozkładu czasowo- częstotliwościowego sygnału WA</i> <i>The Influence Of Crack Of High Loads Tooth On Time - Frequency Distributions Of Vibroacoustical Signal</i>	
Walter BARTELMUS, Radosław ZIMROZ – Politechnika Wrocławska	141
<i>Optymalny zakres częstotliwości w procedurze demodulacji amplitudy w zastosowaniu do uszkodzeń lokalnych</i> <i>Optimal Frequency Range For Amplitude Demodulation For Local Fault Detection</i>	
Walter BARTELMUS, Radosław ZIMROZ – Politechnika Wrocławska	151
<i>Identyfikacja warunków eksploatacyjnych na potrzeby diagnostyki przekładni planetarnej do napędu koła czerpakowego</i> <i>Identification Of Operation Factors For Planetary Gearbox Diagnostics Used In Bucket Wheel Excavator</i>	
WARTO PRZECZYTAĆ	
Konkurs o Nagrodę ABB	159
„Symulacja defektów i budowa relacji diagnostycznych modelu numerycznego” pod red. Jana KICIŃSKIEGO	160

SŁOWO REDAKTORA

W obecnym numerze „Diagnostyki” znajdziecie Szanowni Czytelnicy dość zróżnicowaną tematykę dotyczącą m.in.:

- zarządzania wiedzą diagnostyczną;
- analizę diagnostyczną systemów (pociągów metra, układów przepływowych, układów hydraulicznych maszyn roboczych, turbin wiatrowych, przekładni zębatych);
- potencjałowo – energetycznego ujęcia diagnostyki obiektów technicznych;
- zastosowania eksperymentalnej analizy modalnej;
- genezowania stanu maszyn;
- detekcji pęknięć części maszyn.

Uwagze czytelników polecam również publikację wydaną pod redakcją J. Kicińskiego nt. „Symulacja defektów i budowa relacji diagnostycznych modelu numerycznego”.

Jednocześnie informuję, iż kolejny raz uległ rozszerzeniu skład Rady Programowej Diagnostyki. Do Rady Programowej dołączyli: prof. Wiktor FRID z Królewskiego Uniwersytetu Technicznego w Sztokholmie, prof. Vasył OSADCHUK z Politechniki Lwowskiej oraz prof. Vasily S. SHEVCHENKO z BSSR Academy of Sciences w Mińsku. Myślę że przyczyni się to rozszerzenia zakresu oddziaływania naszego czasopisma i wzbogacenia go o nowe treści.

W imieniu Redakcji składam serdeczne gratulacje nowo wybranemu Zarządowi PTDT, a szczególne gratulacje składam Prezesowi PTDT prof. S. RADKOWSKIEMU.



Protokół z obrad VI Walnego Zjazdu Polskiego Towarzystwa Diagnostyki Technicznej (Skrót)

Zjazd odbył się 10 maja 2006 roku w Warszawie. Lista uczestników stanowi załącznik do niniejszego protokołu.

Przed rozpoczęciem Zjazdu na zebraniu Zarządu Głównego PTDT przyjęto nowych członków, których deklaracje wpłynęły do Zarządu od jego ostatniego posiedzenia.

Zebranie otworzył Prezes Zarządu Głównego PTDT prof. S. Radkowski w pierwszym terminie. Po stwierdzeniu obecności mniej niż połowy członków PTDT Prezes Zarządu Głównego dokonał otwarcia zebrania w drugim terminie. Przywitał zebranych, następnie odczytał proponowany porządek obrad i poprosił o zgłaszanie uwag i uzupełnień. Nikt nie zabrał głosu. Porządek obrad został przyjęty jednomyślnie w głosowaniu jawnym.

Przechodząc do wyboru Przewodniczącego Walnego Zjazdu prof. S. Radkowski zaproponował kandydaturę prof. Cz. Cempla. Innych kandydatur nie zgłoszono. Następnie przedstawił propozycję kandydatur do komisji: wnioskowej, skrutacyjnej i statutowej, w osobach:

Komisja Wnioskowa:

prof. J. Adamczyk, prof. W. Cholewa,
prof. B. Żółtowski, prof. R. Michalski.

Komisja Statutowa:

prof. W. Batko, dr inż. R. Barczewski,
prof. W. Moczulski, dr inż. G. Grzeczka,
prof. L. Będkowski, prof. H. Tylicki.

Komisja Skrutacyjna:

dr inż. W. Wszółek, dr inż. A. Timofiejczuk,
dr inż. J. Dybała, mgr inż. P. Menchen.
Innych kandydatur nie zgłoszono.

W dalszej części Zjazdu zgodnie z programem miała miejsce prezentacja wybranych prac naukowo-badawczych:

1. prof. dr hab. inż. Bogdan Żółtowski: „Przenośny system diagnostyczny pociągów metra – doświadczenia z Kolumbii”;
2. dr inż. Roman Barczewski: „Poliokresowość i poliharmonizm procesów WA – źródło informacji diagnostycznej”;
3. mgr Izabela Józefczyk: „Wykorzystanie przekształcenia falkowego w diagnostyce urządzeń mechanicznych”.

Po przerwie rozpoczęto część sprawozdawczo-wyborczą Zjazdu. W pierwszej kolejności odbyło się głosowanie jawne na przewodniczącego obrad oraz do komisji Zjazdu. Zgłoszone kandydatury zostały przyjęte jednogłośnie.

Dalszej części obrad przewodniczył prof. Cz. Cempel.

Prezes ustępującego Zarządu Głównego prof. S. Radkowski przedstawił sprawozdanie z działalności PTDT w okresie od poprzedniego, V Walnego Zjazdu, tzn. od marca 2003 r. Omówił on główne kierunki działania i osiągnięcia Towarzystwa oraz najważniejsze wydarzenia, jakie miały miejsce w tym okresie. Sprawozdanie stanowi załącznik do niniejszego protokołu.

W dalszej kolejności Przewodniczący Komisji Rewizyjnej dr J. Motylewski przedstawił wyniki działalności Komisji, stwierdzając, że dokonywała ona corocznie oceny sprawozdań finansowych i uznała wszystkie z nich za nie budzące zastrzeżeń. Dr J. Motylewski zgłosił wniosek o udzielenie absolutorium dla ustępującego Zarządu Głównego.

W imieniu nieobecnego przewodniczącego Sądu Koleżeńskiego głos zabrał członek Sądu prof. W. Kurowski, który poinformował, że w okresie od poprzedniego walnego zjazdu Sąd nie rozpatrywał żadnych spraw.

W dalszej kolejności miała miejsce prezentacja wyników prac zespołów programowych:

1. Konsorcjum Towarzystw (Trybologii, Niezawodności i Bezpieczeństwa, Eksploatacji, Diagnostyki Technicznej) – prof. S. Radkowski –

postulat połączenia sił w kształceniu kadr, wspieranie inicjatyw w kwestii wykorzystania środków unijnych na działania statutowe, stworzenie szerszej platformy do prezentacji merytorycznych opinii w sprawach dotyczących środowisk naukowo technicznych;

2. Kanon doktorancki – prof. W. Cholewa – zaproponował międzyuczelniane studia doktoranckie (wymienne zaliczanie przedmiotów), a w szczególności:

– Utworzenie banku osób (prof. i dr hab.) chętnych do nieodpłatnego uczestniczenia w sieci będącej otwartym studium doktoranckim. Osoby te zgłaszałyby gotowość do przeprowadzenia dla np. 5 doktorantów, egzaminów ze wskazanego przedmiotu, poprzedzonych ewentualnymi konsultacjami i/lub wykonaniem projektu i/lub badań w laboratorium. Nie wyklucza się możliwości zgłaszania identycznych przedmiotów przez różne osoby. W zamian za gotowość do egzaminowania doktorantów z innych uczelni osoby te miałyby prawo kierować swoich doktorantów w celu zdania odpowiednich egzaminów u innych osób zgłoszonych do banku. Koszty delegacji osób zdających pokrywałaby strona wysyłająca. Powoływany byłby "administrator banku", który akceptuje/ zatwierdza zgłaszane propozycje. O podjętych decyzjach administrator informuje wszystkie osoby uczestniczące w banku. Egzamin powinien być zdany nie później niż 6 miesięcy od chwili przydzielenia egzaminatora. Pierwszeństwo w wyborze egzaminatora mieliby ci uczestnicy banku, którzy przeprowadzili najwięcej egzaminów.

– W celu umożliwienia rozwinięcia tej inicjatywy poza granice Polski (i umożliwienia w przyszłości wnioskowania o wsparcie finansowe, np. w ramach programu M. Curie), osoby zgłaszające gotowość do przeprowadzenia egzaminu informują, czy egzamin ten może być zdawany również w języku obcym. Wyniki egzaminów będą wpisywane do indeksu uczestnika studiów doktoranckich (prowadzonych w delegującej go Uczelni).

3. Zasad wydawania i finansowania czasopisma „Diagnostyka” – prof. R. Michalski prezentacja zawierała:

- ogólne zasady wydawania czasopisma;
- kwestię dostarczania czasopisma do ważnych bibliotek,
- zakupu (prenumeraty) przez biblioteki zagraniczne
- propozycje prenumeraty krajowej;
- sprawa finansowania numerów specjalnych;
- sugestie Redakcji umożliwiające wzmocnienie dotychczasowej pozycji Diagnostyki:
 - zwiększenie liczby członków Komitetu Naukowego wywodzących się z ośrodków zagranicznych;
 - zwiększenie liczby publikowanych artykułów w języku angielskim;

- publikowanie większej liczby artykułów autorów z zagranicznych ośrodków;
- zwiększenie liczby bibliotek prenumerujących Diagnostykę.
- zmianę numeracji Diagnostyki;
- wprowadzenie dwóch recenzentów artykułów;

Po przedstawieniu w/w spraw prof. Cempel otworzył dyskusję, w której głos zabrali: prof. P. Krzyworzeka, prof. W. Batko, prof. W. Kurowski, prof. T. Dąbrowski, prof. S. Radkowski, prof. Moczulski.

W podsumowaniu dyskusji prof. C. Cempel zwrócił szczególną uwagę na udostępnianie wiedzy w INTERNECIE (za drobną odpłatnością) i zaproponował powołanie zespołu, który zająłby się tą sprawą – utworzeniem ‘portalu diagnostycznego’.

W następnej kolejności przeprowadzono głosowanie jawne nad absolutorium dla ustępujących władz PTDT. Absolutorium zostało jednogłośnie udzielone.

Przechodząc do wyboru nowych władz PTDT, prof. Cz. Cempel poinformował, że wybierany będzie Zarząd Główny w składzie 15 osób, Komisja Rewizyjna w składzie 7 osób i Sąd Koleżeński w składzie 7 osób.

Przedstawione zostały następujące kandydatury do powyższych władz PTDT:

– **Kandydaci do Zarządu Głównego:**

J. Adamczyk, R. Barczewski, W. Batko, A. Charchalis, W. Cholewa, Z. Dąbrowski, T. Gałka, W. Bartelmus, J. Kiciński, M. Dobry, R. Michalski, W. Moczulski, R. Pakowski, S. Radkowski, A. Wilk, B. Żółtowski

– **Kandydaci do Komisji Rewizyjnej:**

T. Dąbrowski, J. Gardulski, P. Krzyworzeka, H. Madej, J. Motylewski, T. Uhl, S. Wierzbicki

– **Kandydaci do Sądu Koleżeńskiego**

L. Będkowski, H. Kaźmierczak, B. Łazarz, W. Kurowski, S. Niziński, A. Pięta, A. Timofiejczuk

Wszyscy zgłoszeni wyrazili zgodę na kandydowanie.

Po zaproponowaniu kandydatury p. A. Timofiejczuk zmieniono skład komisji skrutacyjnej powołując dr. inż. M. Jasińskiego.

Następnie prof. Cz. Cempel poddał pod głosowanie tajne wybór władz naczelnych Towarzystwa (Zarządu, Komisji Skrutacyjnej i Sądu Koleżeńskiego) w proponowanych składach. Głosowanie przeprowadzono i ogłoszono przerwę, podczas której Komisja Skrutacyjna dokonywała obliczania głosów.

Po przerwie na prośbę przewodniczącego obrad Komisja Skrutacyjna ogłosiła wyniki głosowania. Protokół z głosowania stanowi załącznik do sprawozdania.

Następnie przyjęto uchwałę Zjazdu wyznaczającą główne kierunki działań na następną

kadencję oraz postanowiono, że podsumowująca dyskusja nad sprawami czasopisma „Diagnostyka” odbędzie się w trakcie konferencji „DIAG” w Ustroniu w październiku 2006 r. Wybranemu Zarządowi Głównemu powierzono ostateczną redakcję uchwały.

Na tym Zebranie zakończono.

**SPRAWOZDANIE Z DZIAŁALNOŚCI
POLSKIEGO TOWARZYSTWA
DIAGNOSTYKI TECHNICZNEJ ZA OKRES
MIĘDZY V i VI WALNYM ZJAZDEM
2003.03.05 – 2006.05.10**

Zgodnie ze Statutem PTDT na V Walnym Zjeździe wybrano władze Towarzystwa:

- 15-osobowy Zarząd Główny – prezes prof. Stanisław Radkowski;
- 7-osobową Komisję Rewizyjną – przewodniczący dr Jerzy Motylewski;
- 7-osobowy Sąd Koleżeński – przewodniczący prof. Maciej Woropay.

Według stanu na koniec miesiąca kwietnia 2006 r. PTDT liczyło 142 członków zwyczajnych (według stanu na koniec 2002 r. – 108 członków zwyczajnych).

W dniu 1 marca 2005 r. w Węgierskiej Górze odbył się Nadzwyczajny Zjazd PTDT, który dokonał zmian w Statucie stowarzyszenia. Zmiany te miały na celu przystosowanie statutu do wymagań ustawowych, dotyczących organizacji pożytku publicznego. Dwa kolejne wnioski do Sądu o nadanie PTDT statusu organizacji pożytku publicznego zostały rozpatrzone z wynikiem negatywnym.

PTDT było organizatorem lub współorganizatorem następujących imprez naukowych:

1. Trzech Ogólnopolskich Sympozjów ‘Diagnostyka Maszyn’ (XXXI, XXXII i XXXIII) w Węgierskiej Górze w marcu 2004 r., marcu 2005 r. i marcu 2006 r.
2. III Międzynarodowego Kongresu Diagnostyki Technicznej w Poznaniu we wrześniu 2004 r.
3. XII Konferencji Naukowej ‘Diagnostyka Maszyn Roboczych i Pojazdów’ w czerwcu 2005 r. w Bydgoszczy.
4. X Kongresu Eksploatacji Urządzeń Technicznych we wrześniu 2005, na którym zorganizowano specjalną sesję poświęconą XV-leciu PTDT

Od początku istnienia PTDT wydaje czasopismo ‘Diagnostyka’ (nr ISSN 641-6414, początkowo jako informator ‘Diagnosta’). Do dnia dzisiejszego ukazało się 36 numerów, w tym dwa w 2003 r., trzy w 2004 r. i cztery w 2005 r. Wszystkie numery wydane w omawianym okresie zawierały wyłącznie materiały recenzowane. Wprowadzono odpłatność za publikacje w Diagnostyce, co wpłynęło stabilizująco na sytuację finansową czasopisma.

W 2004 r. PTDT wspólnie z ITE w Radomiu wydało w ramach Biblioteki Problemów Eksploatacji książkę ‘Inżynieria Diagnostyki Maszyn’ (praca zbiorowa 53 autorów pod red. prof. B. Żółtowskiego i prof. Cz. Cempla).

Na część organizowanych konferencji, wydawanie czasopisma ‘Diagnostyka’ (poza numerami specjalnymi) i wydanie książki ‘Inżynieria Diagnostyki Maszyn’ PTDT otrzymało dofinansowanie celowe z Komitetu Badań Naukowych (później Ministerstwa Nauki i Informatyzacji). Wszystkie powyższe projekty zostały zamknięte i rozliczone przez KBN/MNiI.

Działalność finansowa PTDT jest zgodnie z przepisami prowadzona przez księgową, zatrudnioną w ramach umowy-zlecenia. Sprawozdania z działalności finansowej za lata 2003, 2004 i 2005 były opiniowane przez Komisję Rewizyjną, przyjęte przez Zarząd Główny i złożone w odpowiednich urzędach w wyznaczonych terminach.

W ramach działalności gospodarczej w rozumieniu odpowiednich przepisów prawnych PTDT wykonało w omawianym okresie następujące prace:

1. Ocena stanu technicznego podstawowych urządzeń elektrociepłowni Huty Miedzi Głogów (2003);
2. Ekspertyza stanu technicznego turbozespołu APT-12 Nr 2 w Megatem EC Lublin Sp. z o.o. (2004).

PTDT uczestniczy obecnie jako współorganizator w przygotowaniach do VI Krajowej Konferencji ‘Diagnostyka Techniczna Urządzeń i Systemów’ DIAG’2006 (Ustroń, październik 2006) oraz IV Międzynarodowego Kongresu Diagnostyki Technicznej (Olsztyn, wrzesień 2008).

Ponadto po Zjeździe w Węgierskiej Górze w 2004 r. utworzono internetową stronę PTDT (<http://www.ptdt.polsl.gliwice.pl/default.htm>) nadzorowaną przez dr inż. Annę Timofiejczuk z Politechniki Śląskiej, dr inż. Radosława Pakowskiego z Politechniki Warszawskiej oraz dr inż. Radosława Zimroza z Politechniki Wrocławskiej. Strona poza podstawowymi informacjami związanymi z organizacją i działalnością PTDT zawiera interesujące referaty i raporty członków, na bieżąco informuje o planowanych i odbytych konferencjach, daje dostęp do sprawozdań z konferencji, zawiera połączenia do zespołów badawczych jak również informuje o sukcesach naukowych członków. W ostatnim czasie uruchomiono diagnostyczne FAQ, które ma ułatwić pracę członków jak również zainteresowanych diagnostów i eksploatorów.

W 2005 r. na Zjeździe w Węgierskiej Górze przyjęto logo PTDT.

Towarzystwo zostało zaproszone jako organizator wspierający Second World Congress on Engineering Asset Management and Fourth International Conference on Condition Monitoring,

który odbędzie się w York w Anglii w dniach 11-14 lica 2007 r. Szersze informacje na te temat na stronie <http://www.ptdt.polsl.gliwice.pl/>

**Protokół z Zebrania Zarządu PTDT z dn.
10.05.2006 r.**

W Zebraniu udział wzięli:

1. Jan ADAMCZYK
2. Roman BARCZEWSKI
3. Walter BARTELMUS
4. Wojciech BATKO
5. Adam CHARCHALIS
6. Wojciech CHOLEWA
7. Zbigniew DĄBROWSKI
8. Marian DOBRY
9. Ryszard MICHAŁSKI
10. Wojciech MOCZULSKI
11. Andrzej WILK
12. Bogdan ŻÓŁTOWSKI
13. Radosław PAKOWSKI

Nieobecni byli:

1. Tomasz GAŁKA
2. Jan KICIŃSKI

Na przewodniczącego Zebrania wybrano prof. Zbigniewa Dąbrowskiego.

Następnie przeprowadzono jawne głosowanie nad wyborem Prezydium Zarządu, które ukonstytuowało się w składzie.

- prezes – prof. Wojciech CHOLEWA;
- v-ce prezes – prof. Andrzej WILK;
- v-ce prezes – prof. Wojciech BATKO;
- skarbnik – prof. Walter BARTELMUS;
- sekretarz generalny – dr inż. Radosław PAKOWSKI.

Wszystkie kandydatury zostały przyjęte jednomyślnie.

**Protokół z II Zebrania Zarządu PTDT
z dn. 10.05.2006 r.**

W Zebraniu udział wzięli:

1. Jan ADAMCZYK
2. Roman BARCZEWSKI
3. Walter BARTELMUS
4. Wojciech BATKO
5. Adam CHARCHALIS
6. Wojciech CHOLEWA
7. Zbigniew DĄBROWSKI
8. Marian DOBRY
9. Ryszard MICHAŁSKI
10. Wojciech MOCZULSKI
11. Andrzej WILK
12. Bogdan ŻÓŁTOWSKI
13. Radosław PAKOWSKI

Nieobecni byli:

1. Tomasz GAŁKA
2. Jan KICIŃSKI

Na przewodniczącego Zebrania wybrano prof. Zbigniewa Dąbrowskiego.

1. Zarząd przyjął:

- rezygnację dr inż. Tomasza GAŁKI z pracy w charakterze członka Zarządu;

- rezygnację prezesa prof. Wojciecha CHOLEWY z zajmowanego stanowiska;

2. Zarząd postanowił dokooptować w skład Zarządu prof. S. RADKOWSKIEGO.

3. Powyższe Uchwały Zarząd przyjął jednomyślnie.

4. Następnie przewodniczący Zebrania zarządził głosowanie nad przyjęciem kandydatury prof. S. RADKOWSKIEGO na Prezesa PTDT.

5. W wyniku tajnego głosowania Zarząd poparł jednomyślnie kandydaturę prof. **S. RADKOWSKIEGO** wybierając go na Prezesa PTDT.

**Protokół z Zebrania Komisji Rewizyjnej
PTDT w dniu 10.05.2006 r.**

W Zebraniu udział wzięli następujący członkowie Komisji Rewizyjnej:

1. DĄBROWSKI Tadeusz
2. GARDULSKI Janusz
3. KRZYWORZEKA Piotr
4. MOTYLEWSKI Jerzy
5. MADEJ Henryk
6. WIERZBICKI Sławomir

Nieobecny był:

1. UHL Tadeusz

Na przewodniczącego Zebrania wybrano dr. inż. Jerzego MOTYLEWSKIEGO.

Po krótkiej dyskusji dotyczącej zadań Komisji Rewizyjnej i sposobu jej działania dokonano wyboru (poprzez jawne głosowanie) przewodniczącego Komisji Rewizyjnej.

Na przewodniczącego Komisji Rewizyjnej jednomyślnie wybrany został **dr hab. inż. Tadeusz DĄBROWSKI**, zaś zastępcą dr inż. Jerzy MOTYLEWSKI.

**PROTOKÓŁ
z Zebrania Sądu Koleżeńskiego PTDT
w dniu 10.05.2006 r.**

W Zebraniu udział wzięli następujący członkowie Sądu Koleżeńskiego:

1. Lesław BĘDKOWSKI
2. Henryk KAŻMIERCZAK
3. Bogusław ŁAZARZ
4. Waldemar KUROWSKI
5. Stanisław NIZIŃSKI
6. Andrzej PIĘTAK
7. Anna TIMOFIEJCZUK

Na przewodniczącego Zebrania wybrano prof. Lesława BĘDKOWSKIEGO.

Przedyskutowano sprawy związane z działaniem i kompetencjami Sądu Koleżeńskiego (§ 32 Statutu PTDT). Na Przewodniczącego Sądu Koleżeńskiego zaproponowano kandydaturę prof. **W. KUROWSKIEGO**, którą jednomyślnie przegłosowano w głosowaniu jawnym. Zastępcą przewodniczącego został prof. Lesław BĘDKOWSKI.

Na tym Zebranie zakończono.

*Dr inż. Radosław PAKOWSKI
Sekretarz PTDT*

ROLE OF KNOWLEDGE MANAGEMENT IN DIAGNOSING AND PROGNOSING SYSTEM'S FAILURES

¹Nadim OBEID, ¹Imad SALAH & ²Raj B. K. N. RAO

¹Department of Computer Information Systems
King Abdullah School for Information Technology
The University of Jordan
JORDAN

&
²COMADEM International
307 Tiverton Road, Selly Oak,
Birmingham B29 6DA, UK.

Summary

In this paper we emphasize the importance of condition monitoring fault diagnosis and prognosis in modern dynamic systems, if they are to remain healthy, competitive and profitable, and to meet the challenges of the future. We argue that there is an urgent need for deep knowledge based reasoning and analytical capability to effectively deal with various ongoing issues related to systems operations, performances enhancement and failures. We put forward that Knowledge Management plays an important role in an integrative approach to enhance the quality, reliability and safety aspects of such systems in today's global environment.

Keywords: Knowledge Management, Intelligence, Knowledge Representation, Condition Monitoring, Fault Diagnosis and Prognosis.

ROLA ZARZĄDZANIA WIEDZĄ W DIAGNOZOWANIU I PROGNOZOWANIU USZKODZEŃ SYSTEMU

Streszczenie

W pracy przedstawiono rolę zarządzania wiedzą na proces diagnozowania i prognozowania uszkodzeń systemu. Autorzy przeanalizowali interakcje pomiędzy wiedzą, działaniem i uszkodzeniem oraz przedstawili koncepcję zarządzania wiedzą ukierunkowaną na jakość, niezawodność i bezpieczeństwo systemu.

Słowa kluczowe: zarządzanie wiedzą, reprezentacja wiedzy, monitorowanie stanu, diagnozowanie i prognozowanie uszkodzeń.

1. INTRODUCTION

A business enterprise is an open and highly interactive system with its own operational environment, and needs to be proactively monitored, diagnosed, prognosed and effectively controlled if it is to remain profitable and sustainable. Global Enterprises are becoming highly innovative and entrepreneurial, and are under constant pressure to continuously improve their performance. Today's modern enterprises have no alternative but to intelligently manage its physical and human assets in order to achieve its intended mission to the satisfaction of its stakeholders and global customers with maximum efficiency and minimum delay. The philosophy of Condition Monitoring and Diagnostic

Engineering Management (COMADEM) encourages the management to involve in the processes of Knowledge Discovery, Generation, Dissemination and Management activities as an ongoing dynamic process.

Section 2 is concerned with the interaction between knowledge, action and failure. In section 3 we discuss the basic concepts of data, information and knowledge. Section 4 deals with the Knowledge Management (KM) Process. In section 5, we discuss some Knowledge Representation (KR) issues in KM. Section 6 is concerned with the nature of cooperative work and in section 7 we argue the need for COMADEM and criteria for the assessment of knowledge bases. Finally, in section 8, we propose,

that Knowledge Management should play a central role in diagnosing and prognosing system failures.

2. KNOWLEDGE, ACTION AND FAILURE

In order to remain competitive and sustain the market forces of today, an enterprise has to act proactively and intelligently to boldly meet the challenges of the future. Intelligent knowledge can only be realized by acquiring appropriate educational skills, training and experiences. It is a life long process. Intellectual assets include appropriate knowledge characterization, deep understanding, appropriate judgment, manipulative and meta knowledge of a situation. Abilities include capabilities to clearly identify what is needed for a given situation, determine how to handle it, and implement the desired and corrective timely actions successfully. In addition to information and knowledge, intelligent behavior also requires ability to take bold initiatives, harnessing the needed resources and other forms of logistic support for appropriate follow-up. The degree to which an enterprise can act intelligently depends on the competencies of its capabilities and its decision-making processes. The competencies, which determine how well tasks are performed, are a function of the knowledge (understanding, expertise, and skills) that is available or embedded in the enterprise's capabilities and culture.

The success of an enterprise depends on the interplay of many conditions. Some of these are:

- (1) The effectiveness of teamwork through coordination, cooperation, and collaboration.
- (2) The effectiveness in dealing with normal requirements and the ability to respond to both internal and external demands.
- (3) The effectiveness of a System Performance Monitor that gives an indication of how well various operations are performed and business targets are achieved, together with the ability to accurately predict and effectively control unexpected, unusual events and challenges.
- (4) The degree to which information/knowledge is effectively networked and skillfully communicated.
- (5) The degree to which appropriate resources to perform various tasks are provided.

Needless to say that Knowledge Management play a significant role in fulfilling the above conditions.

However, there are many factors like, limited resources, lack of appropriate knowledge and ignorance that may lead to failures. We believe that understanding and dealing with failures require deeper understanding of the system under

investigation. In other words, modeling the normal behavior of a system requires knowledge of its components and their interactions with each other and the operational environment and not ignoring the human factors issues. Dealing with failures require understanding of the root causes of failure mechanisms of the components and the system in its operational environment.

3. DATA, INFORMATION AND KNOWLEDGE

There is a consensus among researchers that there is a distinction between *data*, *information* and *knowledge*. Emphasizing such a distinction may help in understanding the full scale of these issues.

We begin with *data*, which can be considered as raw information that is meaningless to an interpreter. *Data* becomes information when some meaning is added to it. Methods such as contextualizing or categorizing may be employed to add meaning to *data*. *Information* represents an understanding of the relationships between pieces of *data*, or between pieces of *data* and other information. *Information* relates to different forms of descriptions and definitions.

Unlike information, *knowledge* is less tangible. It is inferred from information by humans using methods of comparison, consequences, connections, and conversation.

According to Davenport and Prusak [4]:

"Knowledge is a fluid mix of framed experience, values, contextual information, and expert insights that provides a framework for evaluating and incorporating new experiences and Information. It originates and is embedded in the minds of knowers. In organizations, it often becomes embedded not only in documents or repositories but also in organizational routines, processes, practices, and norms."

Knowledge represents a self-contextualizing pattern relation between pieces of information (or data). It encompasses what we may call strategies, practices, methods and principles. There are several types of *knowledge* and some of these types are difficult to distinguish from *information*. Indeed, *information* is somewhere between *data* and *knowledge*. To appreciate the degree of overlap, we only need to consider the scope of the notion of an information system that spans database systems and intelligent knowledge base systems. For instance, *knowing* a fact does not resist being classified as a piece of information. However, *knowing* how (a skill) or *knowing* that the occurrence of some event might affect the operational capacity of a machine or the conditions in the market is proving more difficult to codify, suggesting that such type of knowledge

may have a human dimension. Knowledge can inform us of how the pattern it represents will evolve.

Other definitions of *data*, *information* and *knowledge* are found in Brookings [1].

Intelligence is more associated with the principles of generating, manipulating and applying knowledge.

It is clear that the notion of *knowledge* encompasses *information* and *data*. It also seems incomplete to manage knowledge without taking into consideration the possible ways it can be manipulated in order to satisfy a goal. Thus, Knowledge Management (KM) cannot disregard embedded intelligence. In addition, it cannot dispense with data and information because they form the basic constituents of knowledge.

This view is in accordance with that of Davidson [5] who states that the key for success of an enterprise is based on an understanding, specifying and realizing the following objectives:

Goal: What is to be accomplished?

Performance: How the results are to be delivered?

Change: how to deal with change and see it as an advantage?

In the case of a competitive environment, how to gain a competitive edge?

4. THE KM PROCESS

Knowledge Assets (KA) can be regarded as the knowledge regarding all aspects that an enterprise needs to employ to achieve its goals. KA include appropriate characterization, deep understanding, appropriate judgment, manipulative and meta knowledge of a situation. *Abilities* include capabilities to identify what is needed for a situation, determine how to handle it, and implement the desired actions successfully.

Knowledge Management (KM) is an interdisciplinary area that deals with all aspects of managing the KA of an enterprise. The primary purpose of an enterprise KM system should be to make knowledge accessible and reusable by its users (whether human or software agents) [10]. This has an essential role to play in enhancing an enterprise intelligent behavior, which results from appropriately applying the available (**right**) KA at the right moment. In addition to information and knowledge, *intelligent behavior* also requires the ability to take initiative, access to needed resources and other form of support for appropriate follow-up.

Such a view of KM has many implications and important key words such as inter-disciplinarity, knowledge, forms of knowledge, management, access, use and reuse, agent and multi-agent systems. The term KM encompasses not only these concepts independently but also what they may imply and the

different ways they could interact in order to achieve the enterprise goal(s). This can only be possible if there is an appropriate evaluation mechanism which necessitate criteria that need to be satisfied and conditions that must not be violated and require monitoring.

At a global level, KM presses for a deeper communication between, restructuring and regrouping of workers and researchers in multidisciplinary fields such as Artificial Intelligence, Information Science Technology and Management. At a more local level, it is rekindling interests in areas such as knowledge representation, underlining the need for multi-agent systems and for cooperation/fusion and coherence between different knowledge sources and so on.

KM is essential to an enterprise to realise the following objectives regarding the:

- degree of complexity of the operations and machinery it employs;
- market pressure and the severity of competitiveness;
- unpredictability of the environment and working conditions;
- pressure to cope with *changes* in many aspects.

Enterprises are expected to make optimal use of their knowledge (and tangible) assets to achieve their goals. Some of the expected benefits to an enterprise from pursuing this line of thought include:

- (a) Better understanding of its processes and how to control them. This implies:
 - Rises in productivity (both in quantity and quality)
 - Enhanced ability to handle different types of uncertainties and unexpected problems.
 - Ability to take advantage of novel and innovative ideas and opportunities.
- (b) Easier access to richer resources, techniques and tools.

The process of KM involves the activities of generation, codification and transfer of knowledge [4].

There are many approaches to knowledge generation. Among these are *acquisition* and *fusion*. The latter tolerates different viewpoints and experience. Both codification and transfer emphasize the role of knowledge representation. The aim of codification is to represent knowledge in a form that makes it accessible to and understandable by the users. The way knowledge is represented /codified influences its role and value and the extent to which it is open to changes and updates. *Transfer* involves (human) communication and cooperation in solving

problems. Explicit knowledge/information can be represented in documents, databases, knowledge bases and communicated with reasonable accuracy. Tacit knowledge such as skill, expertise, heuristics, preferences and strategies, are more difficult to articulate and communicate. However, what can be represented can be communicated. Here comes the role of *artificial intelligence* and the emphasis of *representation*.

KM also involves the identifying, analyzing, planning and execution of appropriate actions to develop an enterprise KA.

There are many problems associated with realizing KAs and how they could be harnessed in an efficient and cost-effective manner. Hence, KM requires:

- (1) identification of the KA of an enterprise, its effect and its accessibility.
- (2) specification of execution of manipulating its use to optimize the required outcome.
- (3) proactive monitoring of its use to maintain a beneficial and healthy growth.

More specifically to be able to manage its KA and control the management of all its assets, an enterprise needs:

- to identify, model and explicitly represent its knowledge. This entails modeling its processes, their control and its decision-making;
- an enterprise-wide vocabulary (ontology) to ensure that the represented knowledge is correctly understood, shared, among several applications and for various types of users and re-used;
- systematic approaches to designing and building knowledge-based applications and tools to support modeling, validation, verification, maintenance and constant updating of the knowledge in these applications;
- the ability to handle the computational aspects of multi-agent systems such as task allocation, interaction and coordination, process and organization representation, collective learning, consistency management, protocol, adaptation and evolution of knowledge, manage heterogeneity and achieve interoperability;
- the ability to monitor deviation from expected outcome and pre-defined goals and to detect what might have caused such deviation and propose appropriate actions to restore the system to its normal behaviour with minimum delay;
- the ability to assess the performance parameters of the system in real time with the

latest knowledge to maintain pre-defined goals.

5. KNOWLEDGE REPRESENTATION IN KM

Knowledge and *expertise* are essential ingredients in all enterprise activities in order to:

- competently handle tasks.
- provide innovative approaches to solve problems
- evaluate the consequences of decisions and actions

Consequently, enterprises will benefit if they can control and monitor the efficiency and the usage of its KA. Furthermore, there is a need to investigate how knowledge can be acquired/generated and how it can be represented so that different applications can make optimal use of it according to what is needed. The knowledge should also be accessible, modifiable and understandable to different types of users who need knowledge to perform their tasks. The emphasis should be on knowledge representations that are open to:

- (a) Assessment to ensure that there is an adequate understanding of the knowledge in the application and for inspection/verification processes. Continuous monitoring and evaluation may help to decide whether there is a need for revision, update and learning new knowledge.
- (b) Modification to allow an update of the knowledge as needed to meet the requirements of the applications and the needs of users.

O'Leary [10] says that, "We need additional research to expand the use of artificial intelligence and knowledge based systems in Knowledge Management (KM). We need to know what forms of knowledge representation appears to work best for particular types of knowledge". We agree with this proposal and suggest that condition monitoring and diagnostic engineering management (COMADEM) should be an integral part of the KM processes.

It is clear that these objectives can only be realized with knowledge, if it is appropriately represented and intelligently manipulated. KM is only important if it enhances an organization's ability to perform each of the objectives mentioned above. However, this requires a broad view of the different roles that a Knowledge Representation (KR) could play, bearing in mind that its central role is capturing the complexity of the real world. We believe that following [6], a KR can offer:

- (1) a description, of the world, which enables a reasoner to determine the consequences by reasoning about it.
- (2) a set of ontological commitments which could form a basis for defining the appropriate ontologies.
- (3) a (possibly incomplete) theory of intelligent reasoning, expressed as:
 - (i) the representation of fundamental conception of intelligent reasoning.
 - (ii) the set of inferences the representation sanctions.
 - (iii) the set of inferences it recommends.
- (4) a means of communication.
- (5) a method for efficient computation.

Furthermore, representation and reasoning are entangled. Thus, the recognition that a (particular) representation embeds a (possibly incomplete) theory of intelligent reasoning encourages diversity because what the reasoning theory, embedded in one representation, may have ignored or overlooked would be emphasized in the reasoning theory of another representation. Thus, diversity could be a step towards completeness if an integrative approach to KR is employed. By combining representations within a unified reasoning theory, good use of both the similarities and differences could be beneficially exploited.

We may distinguish, along another dimension, between a static (possibly timeless) representation of knowledge, which is particularly useful for knowledge re-use and a dynamic representation of knowledge needed for knowledge creation. The degree of adaptability of a KM system is dependent upon its capability of sensing complex patterns of change in the environment(s) and using that information for adapting the appropriate knowledge to guide decision-making processes and actions. One key characteristic of a dynamic representation of knowledge is that the performance outcome need to be continuously re-assessed to ensure that it represent the appropriate/best performance for the global enterprise which is constantly exposed to changing conditions. This view of KM is consistent with that of Davenport and Prusak [4] mentioned above in Section 4.

The dynamic view is based upon the ongoing reinterpretation of data, information and assumptions while pro-actively deciding how the decision-making process should be adjusted to deal with future possibilities. It also allows for diversity of interpretations of the same information across different contexts and at different times. Allowing for diversity in representing the same situation is one of the keys to success in properly managing and making an optimal use of the knowledge of an enterprise. The

diversity of representations allows for a deeper and a better understanding of the different patterns and characteristics of a situation, and naturally supports distributed and multi-agent systems which is the concern of the next section.

6. COOPERATIVE WORK

An *agent* is a computer system that is situated in some environment, over which it may only have a partial control, and can flexibly and autonomously act and make decisions that meet its objectives in that environment. *Agents* are specialized problem-solving entities that have well-defined boundaries and interfaces (cf. Wooldridge and Jennings (1995)). Agent autonomy is a reflection of its control over both its internal state and its behavior. It relates to an agent's ability to make its own decisions, e.g., about what type of information is to be communicated, which of the agents it knows about and what to make out of incoming information from other agents. *Autonomy* can be restricted by the agent's designer or by the role taken by the agent for some specific period and/or task. Associated with agent autonomy is agent *adaptability*. Such features are usually associated with intelligence/sophistication of an agent.

An agent theory consists of its knowledge of the subsystem with which it is concerned and its interaction with other subsystems, together with some abstract knowledge about other parts/models of the system and other specialized knowledge. In addition to the usual components of an agent theory, the model should include objects of communication and dialogue such as, the available alternatives to an agent and the criteria for evaluating these alternatives.

Effective cooperation is essential in multi-agent systems. The need arises from different types of interdependence between the various sub-systems. One form of interdependence is related to sub-systems overlap or different perspectives and/or models of the same sub-system. Another form of interdependence occurs when two sub-systems are part of a larger sub-system.

Ideally, the agents cooperate among each other in order to achieve some individual objectives, to handle the dependencies that result from what they are involved with or to reach a consensus regarding a goal. Cooperative work:

- assumes no omniscience (i.e., cooperation is a necessity) of involved agents;
- enables a group to accomplish a task that would be infeasible for any of the agents to achieve individually;
- combines different expertise;

- allows the application of multiple problem-solving strategies and heuristics to a given problem;
- facilitates the application of multiple perspectives on a given problem.

Cooperative work is distributed in time, space and logic (control). The pattern of interaction and cooperation changes dynamically with the requirements and constraints of the situation. Of course, in this context, the entire enterprise must react simultaneously and cooperatively (cf. [8]).

7. CONDITION MONITORING, FAULT DIAGNOSIS AND CRITERIA FOR ASSESSMENT

Condition Monitoring (CM) can be defined as a proactive monitoring of key performance parameters/conditions of a dynamic system in operation. In the context of machinery and equipments, the objective is to continuously evaluate the health and to predict the failures well in advance in order to prolong its operational life. Such knowledge is essential to maintain the assets in a fit or use condition throughout its life. In the context of decision-making and management, it determines the effects of the different types (and chunks) of knowledge employed, the effects of particular (knowledge-base) management strategies and the response of systems to changes in harsh environments.

Obeid and Rao [9] proposes that, in an enterprise, there is a need for:

- (1) an Asset Management System (AMS) in order to make the processes of decision-making easier by providing information about the (current and future) conditions of essential production assets.
- (2) an integrative and proactive approach to monitoring, diagnosing, prognosing and managing all the assets to yield maximum profitability and safety.

However, this requires:

- (1) Intensive knowledge that may **transcend** the knowledge of a system's model and its normal operating conditions. Both monitoring and diagnosis require knowledge of a system's *acceptable* goals, system's *reasonable* performance, conditions that cannot be violated, potential failures (if at all possible), the effect of the different types of failures on the normal working conditions of the various components that constitute the system and so on.

- (2) Integrating various types of knowledge represented in (possibly) different knowledge representation formalisms. For instance, given a device D we may have to deal with (i) the knowledge of D's domain, (ii) D's topology, (iii) D's structure, (iv) D's function and (v) D's behaviour, (vi) diagnosis-strategy knowledge, (vi) heuristic knowledge related to D and (vii) control knowledge.

- (3) Some criteria of assessment so that it can be decided whether or not the Knowledge Base (KB) is appropriate to the system being employed. There are many aspects according to which a KB may be assessed. Some of the criteria are, (1) assessing the present state of a KB for completeness and for information/knowledge content, and (2) comparing different KBs about the same domain but with different knowledge acquisition techniques and/or KR formalisms and so on. It is important to note that these criteria are not independent. With regard to completeness of a KB, there generally is no *clear* specification that has to be met. One way of representing knowledge in a KB is by means of *rules* (cf. [7]). *Rules* in a KB, are usually gradually refined until we reach a point when we may judge that they are quite appropriate for the intended task. However, even then, completeness is a matter of judgment; one way of measuring completeness (e.g. a set of rules for a diagnosis system), is by applying a diagnostic system to a set of test performance tasks, if there are any, and checking that they have optimum expected outcomes (e.g. correctly diagnosing faults). The information/knowledge content of a knowledge base could be a reflection of the type and quality of queries it can intelligently support. Querying a KB is one way of uncovering its knowledge capability. However, this cannot be interpreted outside a context where other important concepts, such as relevance, usefulness, helpfulness may need to be considered. Comparing and evaluating different knowledge acquisition techniques and various knowledge representation schemata might help in deciding which techniques are better for certain tasks.

8. TOWARDS INTEGRATION

To be effective, the proactive and integrated multidiscipline of COMADEM needs a sound decision-making capability to efficiently resolve complex and uncertain conditions to which modern

dynamic systems are constantly exposed. Knowledge Management offers the key to prosperity.

The success is highly dependent upon the availability and accessibility of knowledge acquired and employed by the organizations. It is difficult, if not impossible, to make available a comprehensive knowledge base about a dynamic system. Model-based diagnosis employs deep knowledge of the topology, structure and normal function of a system. Knowledge of abnormality (fault models) about a system can never be complete. With international cooperation, COMADEM can play an important role in creating a new information/knowledge library to help the condition monitoring community to get actively involved in diagnosing and prognosing all types of failures associated with dynamic systems. We urgently need such a deep knowledge based reasoning and analytical capability to effectively resolve various ongoing issues related to systems failures and its consequences. Understanding failures is a very exciting multidiscipline in its own right. Knowledge discovery, generation, dissemination and management offer great long term prospects for the economies as a whole.

9. CONCLUSION

This paper has highlighted the importance of condition monitoring fault diagnosis and prognosis in modern dynamic systems. The authors have argued the central role of Knowledge Management in enhancing the quality/reliability/safety aspects of such systems in today's global environment.

REFERENCES

1. Brooking, A. (1999). *Corporate Memory: Strategies for Knowledge Management*. International Thomson Business Press, London.
2. Console, L., Dupré, D. and Torasso, P. (1989). A Theory of Diagnosis for Incomplete Causal Models, *Proc. Eleventh International Joint Conf. on Artificial Intelligence*, Detroit, 1311–1317.
3. Console, L., Portinale, L., Dupré, D.T. and Torasso, P. (1992). Combining Heuristic Reasoning with Causal Reasoning in Diagnostic Problem Solving. *Second Generation Expert Systems*, Springer-Verlag, Berlin, 46-68.
4. Davenport, T.H. and Prusak, L., (1998), *Working knowledge: how organizations manage what they know*, Harvard Business School Press, Boston, Mass.
5. Davidson M., (1996), *The Transformation of Management*, Butterworth-Heinemann.
6. Davis R., Shrobe H. and Szolovits P., (1993). What is a Knowledge Representation? *AI Magazine*, Vol. 14, No. 1, 17-33.
7. Davis, R., Buchanan, B. and Shortliffe, E., (1977). Production Rules as a Representation for a Knowledge-Based Consultation Program, *Artificial Intelligence* 8, 15–45.
8. Harrington J., (1979), *Computer Integrated Manufacturing*, Malabar, Florida.
9. Obeid, N. and Rao, B.K.N., (2005), Temporal Aspects in Condition Monitoring & Root Cause Failure Diagnosis of Modern Complex Systems. *International Journal of COMADEM*. Volume 8, Issue 4, 10 – 23.
10. O'Leary, D.E. (1998). Enterprise Knowledge Management. *Computer*, Vol. 31, 54– 61.



Professor Nadim OBEID holds a B.Sc in Mathematics (Lebanese University, 1979) and a B.Sc. in Business Administration (Lebanese University, 1980). He also holds A Postgraduate Diploma (Essex University, 1982), M.Sc. in Computer Studies (Essex University, 1983) and a Ph.D in Computer Science (Essex University, 1987). In 1986, he joined the EUROTRA project as a Senior Research Officer and then in 1987, he took the post of a Lecturer in the department of Computer Science at Essex University. He took a leave of absence (without salary) from Essex University, in 1996, and became an associate Professor at Princess Sumaya University for Technology in Jordan where he was promoted in 2002 to a professor. In 2004, he joined, as a professor, King Abdullah II School for Information Technology at the University of Jordan. The areas of research in which he is currently active are: Knowledge Representation, Multi-Agent Systems, Formalisation of Condition Monitoring and Diagnostic Reasoning, Knowledge Management and Logic of Universal Failure. He has been in the program committee of many international conferences. He has published around 20 publications in refereed international journals and more than 30 papers in edited books and refereed international conferences. He is the author of Winner of the Best Paper of the Year Award in the international journal of COMADEM (2001-2002).



Dr Imad SALAH obtained his B.S and Master Degree in computer engineering from Kiev Polytechnic Institute (KPI) former USSR in 1992, and Ph.D. in computer engineering (Computer Networks and Complex Systems) from National Technical University of Ukraine (NTUU) in 1996. In 1997 Dr. Imad worked in NTUU as teaching assistant, in 1999 he worked in computer science department in University of Jordan as Lecturer. In 2001 he became an Assistant Professor and Dean Assistant in King Abdullah II School for Information Technology (University of Jordan). His fields of interest are in Computer networks, Computer Design and logic, Control Systems and Parallel Computing.



Professor Dr. Raj B.K.N. RAO PhD, DTech is internationally recognised and respected for pioneering the development of the holistic discipline of Condition Monitoring and Diagnostic Management (COMADEM). His distinguished academic career spans nearly 40 years of teaching, research and consultancy expertise in the fields of Environmental Engineering, Dynamics and Control and Human Factors in Engineering. He is the Director of COMADEM International and since 1988 he has successfully organised a series of COMADEM International events. He has published a number of refereed technical papers / books / journals / conference proceedings and has supervised and examined numerous doctoral research programmes. He is currently Visiting Professor at a number of Universities including the University of Glamorgan and Vellore Institute of Technology, India.

DETEKCJA NIEPRAWIDŁOWYCH INTERAKCJI PILOTA I EFEKTYWNEJ DYNAMIKI SAMOLOTU

Paweł RZUCIDŁO

Politechnika Rzeszowska, Katedra Awioniki i Sterowania
35-959 Rzeszów, Al. Powstańców Warszawy 8, tel./fax: 017 854 43 19, email: pawelrz@prz.edu.pl

Streszczenie

Układ pośredniego sterowania samolotem pozwala pilotowi wpływać w sposób nadrzędny na wybrane parametry lotu i modyfikować je w takt wychyleń odpowiednich organów sterowych (sterownicy, dźwigni mocy). Rozwiązanie to redukuje obciążenie pilota i umożliwia skierowanie jego uwagi na zasadniczy cel misji. Niestety, zastosowanie złożonych układów pośredniczących może skutkować błędną interpretacją bodźców odbieranych przez człowieka. Sytuacja taka prowadzi w wielu przypadkach do eskalacji nieprawidłowych interakcji pilota i efektywnej dynamiki samolotu. W opracowaniu przedstawiono rozwiązanie umożliwiające automatyczną detekcję oscylacji indukowanych przez pilota. Opisano praktyczną realizację układu detektora jak również zaprezentowano przykładowe wyniki badań diagnostycznych układu pilot-samolot.

Słowa kluczowe: detektor, oscylacje indukowane przez pilota, sterowanie pośrednie, diagnostyka.

THE DETECTION OF UNFAVORABLE AIRCRAFT-PILOT COUPLING

Summary

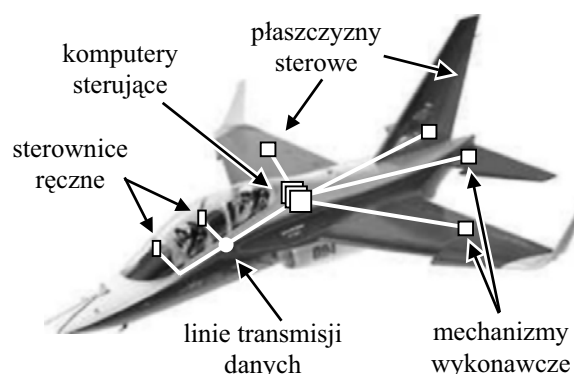
Fly-by-wire system enables superior control of chosen flight parameters. Pilot can modify stabilized parameters by adequate deflection of control inceptors as side-stick or trust lever in this solution. Fly-by-wire control reduces pilot loading and allows to bring main tasks to his attention. Unfortunately, the use of more complicated interfaces between human and machine can cause incorrect pilot behavior. It leads to erroneous interactions between operator and effective aircraft dynamics in many times. The solution of automatic detection of pilot induced oscillations has been presented in this paper. Practical realization of PIO detector as well examples of diagnostics of human-machine system have been reported herein.

Keywords: detector, pilot-induced oscillations, fly-by-wire, diagnostics.

1. WSTĘP

Termin *Fly-by-Wire* (FBW) jest ogólnie przyjętym określeniem systemu pośredniego sterowania samolotem, w którym czynności pilota są przetwarzane przez komputery pokładowe na sygnały elektryczne (ciągłe lub dyskretne) i dostarczane do serwomechanizmów odpowiadających za pozycjonowanie odpowiednich organów sterowych (rys. 1). W ostatnim czasie zamiast wiązek elektrycznych stosuje się do transmisji sygnałów również linie światłowodowe (systemy *Fly-by-Light*). W układach FBW nie występuje bezpośrednio, mechaniczne połączenie sterownicy i płaszczyzn sterowych. W praktyce oznacza to, że możliwe są sytuacje, gdy konkretnemu położeniu sterownicy odpowiadają (w zależności od trybu sterowania) różne położenia, a nawet stany dynamiczne płaszczyzn sterowej. W klasycznym układzie sterowania zjawiska takie nie powinny się zdarzać, a jeśli już występują to świadczą o degradacji układu sterowania (np. nadmierne luzy

mechaniczne, zbyt mała sztywność popychaczy). Piloci samolotów z FBW muszą być świadomi, że ich czynności nie przekładają się bezpośrednio na wychylenia (lub prędkości wychylenia) płaszczyzn sterowych, lecz pośrednio decydują o wybranych parametrach lotu [5].



Rys. 1. Idea pośredniego sterowania samolotem

Sygnal sterujący pochodzący bezpośrednio ze sterownicy jest w większości rozwiązań mocno modyfikowany przy użyciu specjalnych funkcji kształtujących. Funkcje te uwzględniają nie tylko statyczne położenie sterownicy, lecz także szybkość i kierunek zmian tego położenia. Pozwalają one na skuteczną i szybką korekcję parametrów lotu, zmniejszając liczbę koniecznych ruchów sterownicą i eliminując drgania ręki pilota. Dopiero uformowany sygnał ze sterownicy jest uwzględniany w prawach sterowania samolotem. Komputery sterujące w zależności od trybu pracy systemu, zmierzonych parametrów lotu i dyrektyw pilota wypracowują odpowiednie sygnały sterujące serwo mechanizmami [1]. Ze względu na swą konstrukcję systemy pośredniego sterowania samolotem wprowadzają opóźnienia nawet w trybie sterowania bezpośredniego i posiadają ograniczenia związane z maksymalną prędkością działania swych elementów składowych [5, 9]. Problem ten dotyczy głównie elementów wykonawczych odpowiadających za pozycjonowanie płaszczyzn sterowych [5], sterowanie mocą silnika, czy zmianę wektora ciągu. Ograniczenie to występuje również w innych elementach systemu, nie wyłączając komputerów sterujących i ich oprogramowania [8].

Analiza złożonego układu, na który składa się również działanie pilota sprawia sporo problemów. Opóźnienie i ograniczenia w prędkości działania elementów składowych systemu sterowania, rozmaite tryby pracy i możliwość rekonfiguracji mogą w szczególnych sytuacjach powodować problemy w funkcjonowaniu układu pilot-samolot.

2. PROBLEM OSCYLACJI INDUKOWANYCH PRZEZ PILOTA

Nieprawidłowe współdziałanie pilota i samolotu (ang. *unfavorable Aircraft-Pilot Coupling*; APC) prowadzi zwykle do różnych postaci oscylacji indukowanych przez pilota (ang. *Pilot-Induced Oscillations*; PIO). Niezwykle rzadko zdarza się, że odpowiedź samolotu jest rozbieżna w stosunku do działań pilota. Cechą charakterystyczną oscylacji indukowanych przez pilota jest przesunięcie fazowe pomiędzy czynnościami operatora układu sterowania i efektywną dynamiką samolotu sięgające 180 stopni. Konsekwencją tego jest utrzymywanie, a nawet pogłębianie oscylacji przez pilota, który próbuje je tłumić. Pilot odczuwa intuicyjnie PIO jako nieprawidłowe, a czasem wręcz odwrotne działanie układu sterowania. Częstość groźnych oscylacji indukowanych przez pilota zawiera się w przedziale 2-5 [rad/s].

Praktyka wskazuje, że zjawisk o charakterze PIO jest trudno uniknąć i dlatego na każdym etapie badań nowej konstrukcji należy dokonywać szczegółowych analiz z uwzględnieniem możliwości indukowania oscylacji indukowanych przez pilota. Wyszukiwanie tendencji do PIO powinno odbywać się począwszy od etapu badań symulacyjnych, poprzez próby w locie aż po proces

certyfikacji. W wielu publikacjach można się również spotkać z zaleceniami dotyczącymi konieczności monitorowania APC, a w szczególności PIO w trakcie normalnej eksploatacji statków powietrznych [3, 4].

3. ALGORYTMY DETEKCJI PIO

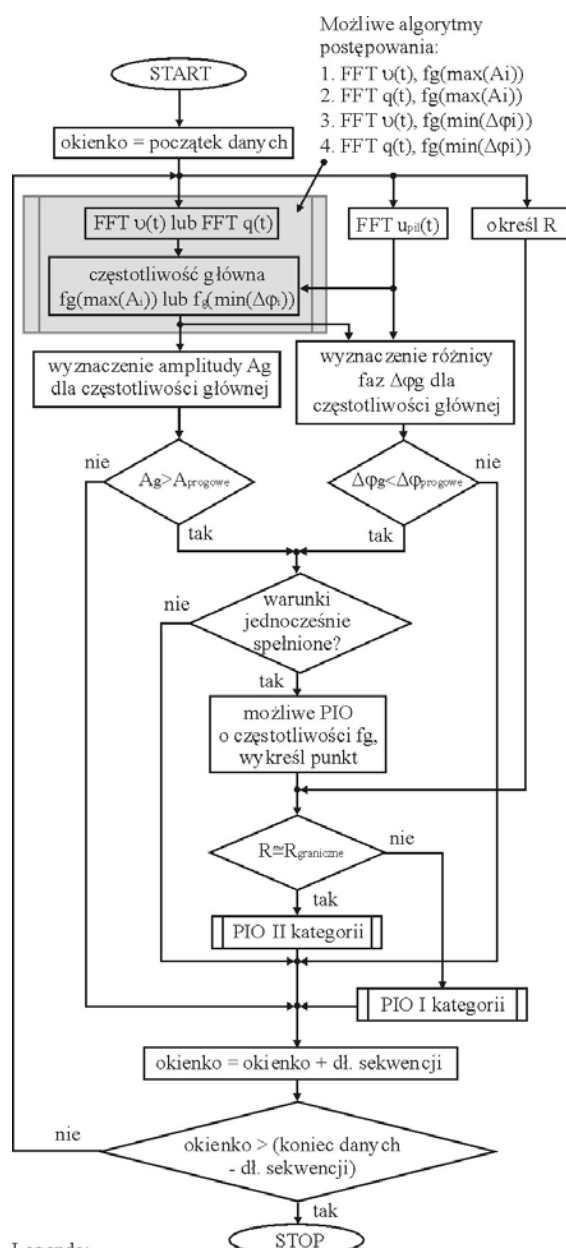
W pracy [4] podano rozwiązanie umożliwiające automatyczną detekcję PIO. Autorzy jednej z prac skonstruowali neuronowo-probabilistyczny detektor wykorzystujący informacje wejściowe w postaci głównej częstotliwości składowej oscylacji kąta pochylenia, odpowiadających jej amplitud działań pilota i zmian kąta pochylenia oraz ich wzajemnego przesunięcia fazowego. Dodatkowo, w celu detekcji PIO wywołanych ograniczoną prędkością pozycjonowania płaszczyzn sterowych (PIO II kategorii) wprowadzono na wejście skonstruowanej sieci neuronowej informację o nasyceniu prędkości działania serwo mechanizmu. W pracy [3] zawarto natomiast zasady, których powinno się przestrzegać budując algorytmy wykrywania PIO:

- należy uwzględnić fakt, że odpowiedź samolotu na każde wymuszenie ma charakter oscylacyjny,
- trzeba ograniczyć zakres poszukiwań do częstotliwości charakterystycznych dla PIO,
- w przypadku detekcji oscylacji o częstotliwościach PIO odpowiedź samolotu musi zostać porównana z wymuszeniem pochodzącym od pilota (wychyleniem lub siłą na sterownicy),
- duże przesunięcie fazowe pomiędzy wymuszeniem i odpowiedzią samolotu może świadczyć o zaistnieniu PIO,
- zamiast monitorować zmiany kąta pochylenia samolotu można posłużyć się wartością prędkości katowej pochylenia, gdyż wielkość ta jest łatwiejsza do analizy (wartość średnia bliska zeru) i posiada stosunkowo dużą wartość już w pierwszych chwilach zaistnienia oscylacji indukowanych przez pilota (szczególnie istotne w rozwiązaniach czasu rzeczywistego),
- osiągnięcie odpowiednio dużej (wg ustalonego progu) wartości amplitudy zmian prędkości katowej pochylenia oraz działań pilota pozwoli odróżnić drobne zaburzenia o charakterze oscylacyjnym od PIO.

Wykorzystując przedstawione powyżej zasady oraz ideę detektora oscylacji indukowanych przez pilota zaczerpniętą z literatury [2, 3, 4] opracowano kilka własnych algorytmów umożliwiających wyszukiwanie w ciągach zarejestrowanych danych przedziałów czasowych, w których wystąpiły PIO lub tendencje do nich.

Przedstawione na rys. 2 algorytmy detekcji PIO poddają sekwencyjnej analizie pakiety danych składające się z 500 próbek zarejestrowanych w odstępach 10 [ms]. Liczbę próbek dobrano do ustalonego czasu dyskretyzacji w taki sposób, aby

analiza FFT umożliwia otrzymanie harmonicznych o częstotliwościach powyżej 1 [rad/s], a jednocześnie okno czasowe nie przekraczało długości 5 [s].



Rys. 2. Zastosowany algorytm detekcji PIO (oznaczenia na schemacie wg PN-75/E-01226)

Okienkowanie części sygnału odpowiadającej liczbie próbek pojedynczej sekwencji odbywa się z ustalonym krokiem [5]. Mały krok operacji pozwala na precyzyjną analizę danych jednak wiąże się ze znacznym wzrostem czasu obliczeń.

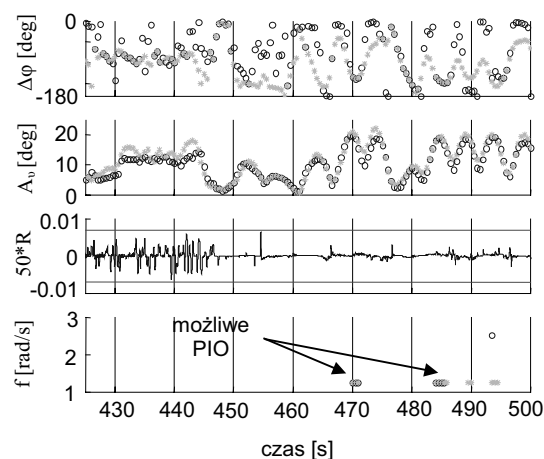
W praktyce zastosowano krok okienkowania odpowiadający 1/10 długości pojedynczej sekwencji. Rozkładowi Fouriera poddawane są, w zależności od zastosowanego wariantu algorytmu kąt pochylenia samolotu i wychylenie sterownicy ręcznej bądź prędkość kątowa pochylenia i wychylenie sterownicy. W wyniku zastosowania FFT dla każdej sekwencji sygnałów poddawanych analizie otrzymuje się wartości amplitudy i przesunięcia fazowego poszczególnych harmonicznych. Częstotliwość główną analizowanych sygnałów wyznacza harmoniczna, dla której różnica faz pomiędzy sygnałem wejściowym (działaniem pilota) i odpowiedzią samolotu jest najmniejsza bądź (w alternatywnej wersji algorytmu) jest to harmoniczna odpowiedzi samolotu o największej amplitudzie. Dla częstotliwości głównej wyznaczone jest przesunięcie fazowe pomiędzy działaniem pilota i odpowiedzią samolotu. Jednoczesne przekroczenie wartości progowej amplitudy sygnału wyjściowego (7.5 [deg] dla kąta pochylenia, a 3 [deg/s] dla prędkości kątowej pochylenia) i przesunięcia fazowego (-150 [deg] dla kąta pochylenia, -60 [deg] dla prędkości kątowej pochylenia) powoduje wygenerowanie informacji o możliwości zaistnienia PIO w analizowanej sekwencji. Skupiska punktów otrzymane w wyniku analizy kolejnych sekwencji (okienek) danych sygnalizują możliwość wystąpienia PIO, gdyż wskazują na niegasnące oscylacje. Pojedynczy punkt może sygnalizować jedynie chwilowe, nieokresowe zaburzenia.

Przedstawione algorytmy dają możliwość detekcji PIO na cztery sposoby (dwie metody detekcji głównej harmonicznej w połączeniu z analizą jednego z dwóch parametrów lotu). Dodatkowe wykorzystanie informacji dotyczących osiągnięcia prędkości granicznej przez serwomechanizm steru wysokości czy też zmian trybu sterowania może pomóc w ewentualnym określeniu kategorii PIO.

4. WERYFIKACJA ZASTOSOWANYCH ALGORYTMÓW

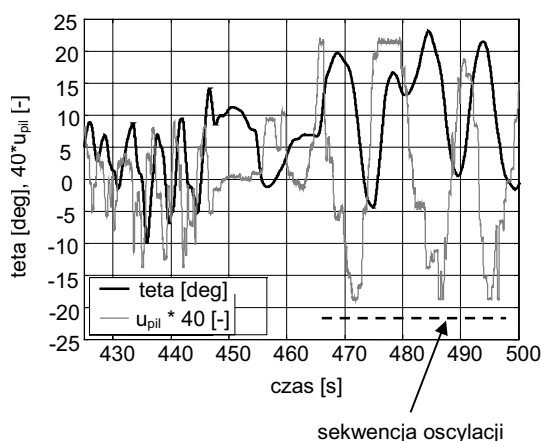
Algorytmy detekcji PIO zrealizowano praktycznie w postaci funkcji środowiska *Matlab* i poddano badaniom testowym mającym na celu wykazanie ich przydatności w dalszych procesach analizy zarejestrowanych danych. Przeprowadzone badania wykazały, że skuteczność poszczególnych algorytmów detekcji PIO jest różna. W przypadku algorytmów wyróżniających harmoniczną o największej amplitudzie uzyskiwano nadmierną czułość dla sygnałów wolnozmiennych (rzędu 1 [rad/s]) i w efekcie wiele lokalizacji PIO było błędnych. Detektory wyznaczające główną częstotliwość w oparciu o wartość minimalną przesunięcia fazowego okazały się nieco bardziej uniwersalne, gdyż umożliwiły nie tylko trafne wyszukiwanie interesujących pod względem PIO

fragmentów przebiegów czasowych, lecz również wykazywały wrażliwość na zjawiska o wyższych częstotliwościach. Największą skutecznością odznaczał się detektor poddający analizie kąt pochylenia samolotu i harmoniczne o minimalnym przesunięciu fazowym.



Rys. 3. Przykład działania detektora PIO poddającego analizie FFT kąt pochylenia samolotu

- $\Delta\phi$ - różnica faz pomiędzy główną harmoniczną kąta pochylenia samolotu, a odpowiadającą jej harmoniczną działań pilota [deg],
- A_ϕ - amplituda głównej harmonicznego kąta pochylenia samolotu [deg],
- R - prędkość pozycjonowania steru wysokości [rad/s],
- f - częstość niezamierzonych oscylacji układu pilot-samolot [rad/s].



Rys. 4. Zjawisko zlokalizowane na podstawie wyników działania detektora PIO z rys. 3

- teta - kąt pochylenia samolotu [deg],
- u_{pil} - wychylenie sterownicy ręcznej [-].

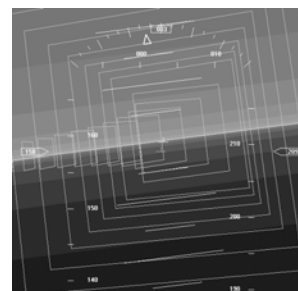
Na rys. 3 przedstawiono przykład działania detektora PIO. W przebiegach czasowych zarejestrowanych podczas symulowanego lotu (27.06.2005, pilot OS, czas lotu ok. 20 minut)

detektory wskazały lokalizację zjawiska o charakterze PIO. Ograniczenie obszaru poszukiwań do przedziału czasowego 425-500 [s] umożliwiło szczegółową analizę oscylacji, które charakteryzowało przesunięcie fazowe sięgające 150 [deg]. Amplituda oscylacji kąta pochylenia samolotu przekraczała 10 [deg] przy częstotliwości rzędu 0.7 [rad/s] (rys. 4).

5. BADANIA Z UDZIAŁEM PILOTÓW

Eksperymenty z udziałem pilotów zrealizowano przy pomocy specjalizowanego stanowiska badawczego. Konieczność opracowania własnego układu uproszczonego symulatora lotu podyktowana została specyfiką prowadzonych badań. Wykorzystanie typowego urządzenia stosowanego w procesie szkolenia pilotów okazało się niemożliwe ze względu na konieczność dokonania zbyt wielu daleko idących modyfikacji w obrębie układu sterowania i wskaźników, jak również ze względów praktycznych (duże obciążenie dostępnych symulatorów). Budowa własnego stoiska w oparciu o sprawdzony model dynamiki samolotu PZL-110 Koliber wymagała opracowania i budowy elastycznego rdzenia symulatora, umożliwiającego wzajemne sprzęgnięcie elementów systemu pośredniego sterowania SPS-1 poprzez magistralę CAN [6].

Zgodnie z zaleceniami zawartymi w literaturze ustalono, że w trakcie badań zrealizowane zostaną eksperymenty pozwalające na ocenę prawidłowości funkcjonowania układu pilot-samolot w trakcie prowadzenia agresywnych manewrów przechwytywania i śledzenia [3]. Plan symulacji dobrano w taki sposób, aby umożliwić przeprowadzenie badań w warunkach pozorujących trudne fazy lotu jak np. strome wznoszenie po starcie z jednoczesną zmianą kierunku lotu, przechwytywanie ścieżki podejścia do lądowania czy też śledzenie złożonej trajektorii lotu [5]. Zadana trajektoria lotu zobrazowana została na wskaźniku pilotażowo-nawigacyjnym opracowanym przez autora pracy (rys. 5). Przyjęto, że długość boku kwadratu wytyczającego tunel przestrzenny wyniesie 40 [m], a w fazie symulowanego podejścia do lądowania, wielkość ta będzie stopniowo zmniejszana począwszy od 40 [m] aż do 10 [m] w punkcie przyziemienia.



Rys. 5. Zobrazowanie nakazanej trajektorii lotu

Podczas przeprowadzonych badań 13 pilotów wykonało łącznie 65 symulowanych lotów w łącznym czasie 1300 minut. Zgromadzono ogółem 416MB danych zawierających 34 wybrane do rejestracji parametry lotu oraz parametry układu sterowania, a także wartości opisujące przebieg działań pilota. Uczestnicy eksperymentu wypełnili ankiety, w których dokonali oceny podatności testowanego samolotu na możliwość wystąpienia PIO poprzez określenie współczynnika PIOR (ang. *PIO Rating*) wyznaczanego w oparciu o skalę opisową [5].

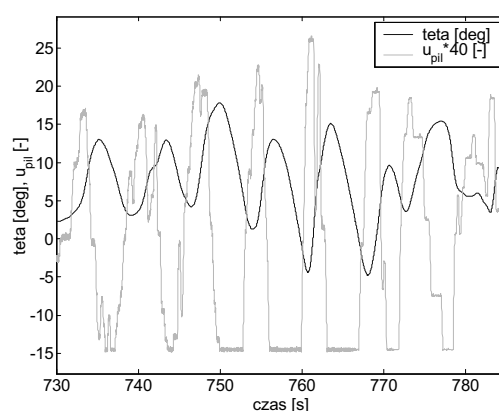
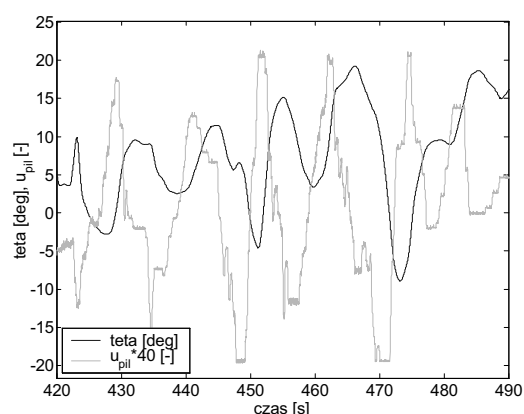
Przebiegi czasowe parametrów lotu uzyskane w trakcie prowadzenia prób symulacyjnych poddano automatycznej detekcji PIO. Przykładowe wyniki badań symulacyjnych przedstawiono w tabeli 1. Dla każdego z analizowanych trybów sterowania samolotem zamieszczono oceny wystawione przez poszczególnych pilotów w skali PIOR. Podano również ilość sekwencji zawierających tendencje bądź wyraźne oscylacje układu pilot-samolot, które zostały wykryte za pośrednictwem prezentowanych w pracy algorytmów detekcji.

Tabela 1. Szacunki dotyczące podatności samolotu PZL-110 Koliber wyposażonego w pośredni układ sterowania SPS-1 do występowania PIO

podatność do PIO	wg skali PIOR (skala ocen od 1 do 6, gdzie: 1 – brak PIO 6 – groźne PIO)			wg wyników automatycznej detekcji (liczba sekwencji: z tendencją do oscylacji / wyraźnymi oscylacjami)		
	tryb sterowania			tryb sterowania		
	bezpśredni	stabilizacja kąta pochylenia	stabilizacja prędkości katowej pochylenia	bezpśredni	stabilizacja kąta pochylenia	stabilizacja prędkości katowej pochylenia
lot (inicjały pilota)						
JZ	1	2	3	1/-	-/-	4/-
PZ	2	1	3	-/-	-/-	4/1
MS	2	1	3	9/-	-/-	5/-
RM	1	2	3	-/-	-/-	4/1
MW	1	1	2	3/-	-/-	8/-
PB	1	1	1	-/-	-/-	4/1
TR	2	2	2	-/-	-/-	7/1
MSz	2	1	4	2/-	-/-	10/2
JB	2	1	1	4/-	-/-	4/-
OP	3	3	3	7/-	1/-	9/-
OS	2	1	1	2/-	-/-	11/1
ŁW	1	1	1	-/-	-/-	4/-
MK	1	2	1	-/-	2/-	6/1
zakres ocen:	1-3	1-3	1-4	1-9/-	1-2/-	4-11/-
wartości średnie:	1.5	1.5	2.2	2.2/0	0.2/0	6.2/0.6

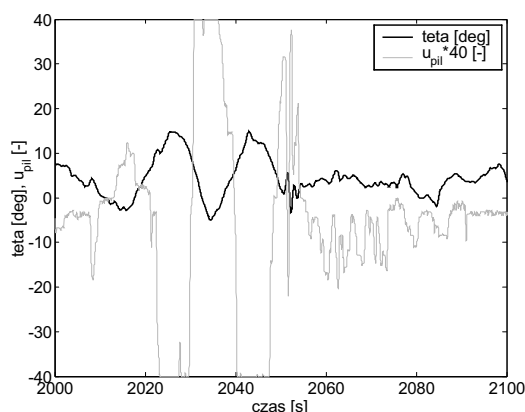
Krótkotrwałe zaburzenia współpracy pilota i samolotu mogące stanowić załączki PIO wykryto we wszystkich badanych trybach sterowania. Należy w tym miejscu podkreślić, że sytuacje takie w układzie sterowania pośredniego mogą mieć miejsce podczas normalnej eksploatacji prawidłowo

skonstruowanego systemu, chociażby ze względu na specyfikę relacji położenia sterownicy względem położenia płaszczyzny sterowej (przy sterowaniu pośrednim nie istnieje bezpośrednie mechaniczne sprzężenie tych elementów i w związku z tym możliwe są różne położenia, a nawet stany dynamiczne płaszczyzny sterowej dla tego samego położenia sterownicy). Prawidłowe współdziałanie pilota i efektywnej dynamiki samolotu powinno jednocześnie prowadzić do szybkiego wytlumienia wspomnianych zaburzeń i w żadnym wypadku nie prowadzić do dalszej eskalacji. Krótkotrwałe oscylacje (nie przekraczające jednego okresu) występowały stosunkowo najrzadziej w trybie stabilizacji kąta pochylenia. Przydarzyły się tylko dwóm mało doświadczonym pilotom (PP oraz MK) i zostały dość szybko skompensowane. Tryb ten został oceniony przez pilotów jako pozbawiony tendencji do PIO, względnie podatny na drobne zaburzenia o charakterze oscylacyjnym łatwe do skompensowania poprzez zastosowanie odpowiedniej techniki pilotażu. Z kolei największą podatnością do niezamierzonych oscylacji wykazywał się tryb stabilizacji prędkości katowej pochylenia, co potwierdziły również wyniki automatycznej detekcji.



Rys. 6. Przykładowe przebiegi czasowe przedstawiające zlokalizowane zjawiska o charakterze PIO (symulator lotu)

Zastosowanie detektora PIO w odniesieniu do wyników uzyskanych podczas prób w locie wykazało w większości przypadków brak jakichkolwiek tendencji do występowania niezamierzonych oscylacji w układzie pilot-samolot. Tylko w jednym z plików odnaleziono wyraźną sekwencję oscylacji (rys. 7) o bardzo małej częstotliwości (ok. 0.3 [rad/s]), podczas której wystąpiły silne zaburzenia kąta pochylenia samolotu. Ustalono, że w rozpatrywanym locie dokonywano celowego i nadmiernego obciążania serwomechanizmów płaszczyzn sterowych. Podczas eksperymentu nastąpiło chwilowe odłączenie sprzęgła napędzającego ster wysokości. W konsekwencji wystąpiły nietłumione oscylacje długookresowe charakteryzujące dynamikę klasycznego samolotu, które nie miały jednak nic wspólnego z PIO. Przesunięcie w fazie działań pilota i odpowiedzi samolotu wywołane było w tym przypadku niemożnością skutecznego oddziaływania na wychylenie steru wysokości.



Rys. 7. Zjawisko o charakterze oscylacyjnym dostrzeżone podczas lotów badawczych

6. PODSUMOWANIE

Prezentowane rozwiązanie detektora nieprawidłowych interakcji pilota i efektywnej dynamiki samolotu może być wykorzystane do automatycznego wyszukiwania zjawisk - diagnozowania o charakterze PIO w bardzo długich zbiorach danych. Podczas prowadzonych dotychczas badań detektor był stosowany jako narzędzie do wstępnej analizy danych zarejestrowanych podczas prób symulacyjnych i badań w locie. W przyszłości algorytmy detekcji oscylacji z udziałem pilota mogą być stosowane do analizy danych pochodzących z rejestratorów wykorzystywanych podczas normalnej eksploatacji statków powietrznych, w tym również nowoczesnych samolotów komunikacyjnych. Implementacja detektora PIO do rozwiązania w czasie rzeczywistym może posłużyć do budowy systemu wczesnego ostrzegania, jak też układu automatycznego tłumienia oscylacji indukowanych przez pilota.

LITERATURA

- [1] Gruszecki J., Grzybowski J., Rzucidło P., *Electro-Mechanical Actuators for General Aviation Fly-by-Wire Aircraft*, VI International Seminar on Recent Research and Design Progress in Aeronautical Engineering and its Influence on Education, Ryga, 14-16 października 2004 (również: Aviation, vol. IX, nr 1, Vilnius "Technika", Wilno 2005, str. 19-25).
- [2] Jeram J. G., Prasad J. V., *Fuzzy Logic Detector for Pilot Induced Oscillation*, American Helicopter Society 59th Annual Forum, Phoenix, Arizona, 6-8 Maj 2003.
- [3] Mitchell D. G., Arencibia A. J., *Real-Time Detection of Pilot-Induced Oscillations*, AIAA 2004-4700, 2004.
- [4] Raimbault N., Fabre P., *Probabilistic Neural Detector of Pilot Induced Oscillations (PIO)*, AIAA 2001-4353, AIAA Guidance, Navigation and Control Conference and Exhibit, 6-9 sierpnia 2001, Montreal, Kanada.
- [5] Rzucidło P., *Metody kompensacji oscylacji samolotu indukowanych przez pilota w układzie pośredniego sterowania*, Rozprawa doktorska, Wydział Budowy Maszyn i Lotnictwa, Politechnika Rzeszowska, Rzeszów 2005.
- [6] Rzucidło P., *Monitor magistrali CAN systemu pośredniego sterowania samolotem PZL-110*, Polskie Towarzystwo Diagnostyki Technicznej, Diagnostyka 31/2004, str. 37-42.
- [7] Rzucidło P., *Monitoring and Data Acquisition System for Experimental General Aviation Fly-by-Wire Aircraft*, AVIATION-2004 Conference, Wilno, 9-10 grudnia 2004.
- [8] Rzucidło P., *Oscylacje indukowane przez pilota w układzie pośredniego sterowania samolotem*, IV Konferencja Awioniki, Polańczyk, 14-17 września, 2004, str. 179-186.
- [9] Tomczyk A., *Experimental Fly-By-Wire Control System for General Aviation Aircraft*, AIAA-2003-5776, AIAA Guidance, Navigation and Control Conference and Exhibit, 11-14 August 2003, CD-ROM ISBN 1-56347-638-X, Austin, Texas.



Dr inż. Paweł RZUCIDŁO jest pracownikiem Katedry Awioniki i Sterowania na Wydziale Budowy Maszyn i Lotnictwa Politechniki Rzeszowskiej. Jest autorem bądź współautorem dwunastu publikacji z zakresu układów sterowania samolotem.

ROZSZERZENIE MOŻLIWOŚCI ZASTOSOWANIA TŁUMIENIA MODALNEGO W DIAGNOSTYCE DUŻYCH OBIEKTÓW

Konrad HOSZWA, Jerzy OSIŃSKI, Marcin OSIPIAK, Piotr ŻACH

Politechnika Warszawska, Instytut Podstaw Budowy Maszyn

02-524 Warszawa, ul. Narbutta 84, fax 022-660-86-22, josinski@ipbm.simr.pw.edu.pl

Streszczenie

W pracy przedstawiono możliwości zastosowania tłumienia modalnego w diagnostyce dużych obiektów, takich jak: nadwozia samochodów lub kadłuby obiektów pływających i latających. W opisie tłumienia wykorzystano warunek Caughe'ya. Kompozytowy dach samochodu Polonez Kombi przebadano metodą analizy modalnej. Model tłumienia z wykorzystaniem warunku Caughe'ya umożliwia rozprzęganie równań ruchu. Zastosowanie proponowanego modelu tłumienia umożliwia uzyskanie znacznie lepszego przybliżenia właściwości tłumiących struktury kompozytowej (w porównaniu z modelem Rayleigha).

Słowa kluczowe: tłumienie, analiza modalna, badania, częstotliwości własne, samochód.

WIDENING THE POSSIBILITY OF MODAL DAMPING APPLICATION TO DIAGNOSTICS OF LARGE OBJECTS

Summary

The paper presents the possibility of modal damping application to diagnostics of the large objects, such how: the body of cars or hulks of swimming and flying objects. Caughey condition is used in description of damping model. the composite roof of the car Polonez Kombi was investigated by Modal Analysis Method. Damping model used Caughey condition make possible decoupling of equations of movement. Application pf proposed damping model make possible getting better approximation of dissipative composite structure proprieties (comparatively by the Rayleigh model).

Keywords: damping, modal analysis, test, modes, car.

1. WSTĘP

W diagnostyce dużych obiektów takich jak: nadwozia samochodów [1], kadłuby samolotów i śmigłowców [2] powszechnie stosowana jest metoda analizy modalnej. Umożliwia ona wyznaczenie częstotliwości i postaci własnych drgań struktury oraz tłumienia modalnego – jednego współczynnika tłumienia dla każdej częstotliwości (postaci) drgań. W numerycznej analizie modalnej odpowiada to przyjęciu tłumienia Rayleigha [3].

$$\bar{C} = \alpha_p \bar{M} + \beta_p \bar{K}, \quad (1)$$

gdzie: $\bar{M}$ - macierz bezwładności, $\bar{K}$ - macierz sztywności, α_p , β_p - stałe współczynniki.

Macierz tłumienia układu przekształconego do współrzędnych normalnych ma w tym przypadku postać diagonalną. Model tłumienia według (1) jest założeniem upraszczającym ze względu na przyjęcie wyrazów proporcjonalnych do macierzy sztywności lub bezwładności. Celem niniejszej pracy jest rozszerzenie możliwości stosowania tłumienia modalnego na układy spełniające warunki podane po raz pierwszy przez T. K. Caughe'ya [4, 5].

2. OGÓLNY WARUNEK ROZPRZĘGANIA RÓWNAŃ

Zgodnie z pracą [5] układ równań z tłumieniem można zapisać we współrzędnych normalnych, jeśli spełniony jest warunek na przemienność iloczynu $\bar{M}^{-1}\bar{C}$ i $\bar{M}^{-1}\bar{K}$, czyli:

$$(\bar{M}^{-1}\bar{C})(\bar{M}^{-1}\bar{K}) = (\bar{M}^{-1}\bar{K})(\bar{M}^{-1}\bar{C}) \quad (2)$$

Po lewostronnym pomnożeniu obu stron równania (2) przez macierz $\bar{M}$ można doprowadzić warunek do postaci bardziej znanej w literaturze:

$$\bar{C}\bar{M}^{-1}\bar{K} = \bar{K}\bar{M}^{-1}\bar{C} \quad (3)$$

Analogicznie do warunku (2) zależność między macierzami $\bar{M}$, $\bar{K}$ i $\bar{C}$ może spełniać także dwa inne warunki. Pierwszym z nich jest przemienność iloczynu $\bar{K}^{-1}\bar{M}$ i $\bar{K}^{-1}\bar{C}$, natomiast drugim – przemienność iloczynu $\bar{C}^{-1}\bar{M}$ i $\bar{C}^{-1}\bar{K}$. Warunki te, po uproszczeniu, można zapisać w postaci:

$$\bar{C}\bar{K}^{-1}\bar{M} = \bar{M}\bar{K}^{-1}\bar{C} \quad (4)$$

$$\bar{K}\bar{C}^{-1}\bar{M} = \bar{M}\bar{C}^{-1}\bar{K} \quad (5)$$

Łatwo zauważyć, iż warunki (3), (4) i (5) są wyrażeniami bardziej ogólnymi od modelu

Rayleigha oraz że model przedstawiony przez Rayleigha [3] także spełnia te warunki (jest przypadkiem szczególnym).

Podstawiając (1) do (3) można wykazać, że obie strony równania są sobie równe:

$$(\alpha_p \bar{M} + \beta_p \bar{K}) \bar{M}^{-1} \bar{K} = \bar{K} \bar{M}^{-1} (\alpha_p \bar{M} + \beta_p \bar{K}) \quad (6)$$

Po przemnożeniu i uproszczeniu:

$$\begin{aligned} \alpha_p \bar{M} \bar{M}^{-1} \bar{K} + \beta_p \bar{K} \bar{M}^{-1} \bar{K} = \\ = \alpha_p \bar{K} \bar{M}^{-1} \bar{M} + \beta_p \bar{K} \bar{M}^{-1} \bar{K} \end{aligned} \quad (7)$$

$$\alpha_p \bar{K} + \beta_p \bar{K} \bar{M}^{-1} \bar{K} = \alpha_p \bar{K} \bar{I} + \beta_p \bar{K} \bar{M}^{-1} \bar{K} \quad (8)$$

$$\alpha_p \bar{K} + \beta_p \bar{K} \bar{M}^{-1} \bar{K} = \alpha_p \bar{K} + \beta_p \bar{K} \bar{M}^{-1} \bar{K} \quad (9)$$

Tak samo można wykazać spełnianie przez (1) warunków (4) i (5).

Teoria wyprowadzona przez Caughey'a pozwala na przyjęcie w analizie układów dynamicznych innych niż przedstawione tłumienie proporcjonalne modeli tłumienia i uproszczenie obliczeń poprzez rozprężenie równań ruchu, co zostanie przedstawione w dalszej części pracy.

Rozszerzenie możliwości zastosowania tego rodzaju tłumienia zaproponowano w rozprawie [6]. Macierz tłumienia przyjęto w postaci:

$$\bar{C} = \gamma_1 \bar{K} (\bar{M}^{-1} \bar{K})^n + \gamma_2 \bar{M} (\bar{K}^{-1} \bar{M})^n \quad (10)$$

Każdy z tych dwóch składników zostanie rozpatrzony osobno. Pierwszy z nich, proporcjonalny do odwróconej macierzy bezwładności ma postać:

$$\bar{C} = \gamma \bar{K} (\bar{M}^{-1} \bar{K})^n \quad (11)$$

Można wykazać, że zaproponowany model tłumienia (11) spełnia warunek (3) pozwalający na rozprężanie równań ruchu (dla dowolnego n).

Podstawienie (11) do (3) prowadzi do równania:

$$\bar{K} (\bar{M}^{-1} \bar{K})^n \bar{M}^{-1} \bar{K} = \bar{K} \bar{M}^{-1} \bar{K} (\bar{M}^{-1} \bar{K})^n \quad (12)$$

Aby udowodnić, że równanie jest spełnione należy wykonać proste przekształcenie:

$$\bar{K} (\bar{M}^{-1} \bar{K})^{n+1} = \bar{K} (\bar{M}^{-1} \bar{K})^{n+1} \quad (13)$$

Obie strony równania (13) są identyczne, tak więc równanie (12) też jest spełnione.

Ostatni składnik zaproponowanego modelu (10) jest wprost proporcjonalny do odwróconej macierzy sztywności:

$$\bar{C} = \gamma \bar{M} (\bar{K}^{-1} \bar{M})^n \quad (14)$$

Tak samo jak w poprzednim przypadku należy wykazać spełnianie przez (14) warunków (3). Dokonując podstawienia a następnie kilku przekształceń na macierzach można powyższe udowodnić:

$$\bar{M} (\bar{K}^{-1} \bar{M})^n \bar{M}^{-1} \bar{K} = \bar{K} \bar{M}^{-1} \bar{M} (\bar{K}^{-1} \bar{M})^n \quad (15)$$

$$\bar{M} (\bar{K}^{-1} \bar{M})^n \bar{M}^{-1} \bar{K} = \bar{K} \bar{I} (\bar{K}^{-1} \bar{M})^n \quad (16)$$

$$\bar{M} (\bar{K}^{-1} \bar{M})^n \bar{M}^{-1} \bar{K} = \bar{K} (\bar{K}^{-1} \bar{M})^n \quad (17)$$

$$\begin{aligned} \bar{M} (\bar{K}^{-1} \bar{M})^{n-1} \bar{K}^{-1} \bar{M} \bar{M}^{-1} \bar{K} = \\ = \bar{K} \bar{K}^{-1} \bar{M} (\bar{K}^{-1} \bar{M})^{n-1} \end{aligned} \quad (18)$$

$$\bar{M} (\bar{K}^{-1} \bar{M})^{n-1} \bar{K}^{-1} \bar{I} \bar{K} = \bar{I} \bar{M} (\bar{K}^{-1} \bar{M})^{n-1} \quad (19)$$

$$\bar{M} (\bar{K}^{-1} \bar{M})^{n-1} \bar{K}^{-1} \bar{K} = \bar{M} (\bar{K}^{-1} \bar{M})^{n-1} \quad (20)$$

$$\bar{M} (\bar{K}^{-1} \bar{M})^{n-1} \bar{I} = \bar{M} (\bar{K}^{-1} \bar{M})^{n-1} \quad (21)$$

$$\bar{M} (\bar{K}^{-1} \bar{M})^{n-1} = \bar{M} (\bar{K}^{-1} \bar{M})^{n-1} \quad (22)$$

Zostało więc udowodnione, że przedstawiony model tłumienia (10) pozwala na rozprężanie układu równań.

W analizie układów dynamicznych założenie macierzy tłumienia w postaci tłumienia Rayleigha z jednej strony pozwalało na znaczne uproszczenie obliczeń, z drugiej zaś strony prowadziło do pewnych niedokładności wynikających z przyjęcia, że tłumienie w układzie jest wprost proporcjonalne do bezwładności, sztywności lub obu ich naraz. W rzeczywistych układach mechanicznych tłumienie jest zjawiskiem bardziej złożonym. Zamodelowanie tłumienia w postaci (10) pozwala na zachowanie korzyści wynikających z uproszczenia analizy układów równań, a jednocześnie umożliwia dokładniejszy opis właściwości tłumiących rozpatrywanej struktury. Zostanie to przedstawione na podstawie kilku przykładowych wyników eksperymentalnych pochodzących z badań własnych autorów oraz zaczerpniętych z literatury.

3. ZASTOSOWANIE NOWEGO MODELU TŁUMIENIA MODALNEGO W DIAGNOSTYCE DUŻYCH OBIEKTÓW

Do analizy porównawczej zostaną przyjęte dwa modele tłumienia (na podstawie (11) i (14) przy założeniu, że $n = 1$):

$$\bar{C} = \alpha_p \bar{M} + \beta_p \bar{K} + \gamma \bar{M} \bar{K}^{-1} \bar{M} \quad (23)$$

$$\bar{C} = \alpha_p \bar{M} + \beta_p \bar{K} + \gamma \bar{K} \bar{M}^{-1} \bar{K} \quad (24)$$

Oznaczmy przez $\bar{Y}$ macierz współczynników postaci drgań umożliwiającą transformację równań do postaci normalnej, przez wykonanie działań:

$$\bar{M}_D = \bar{Y}^T \bar{M} \bar{Y} \quad (a)$$

$$\bar{K}_D = \bar{Y}^T \bar{K} \bar{Y} \quad (b) \quad (25)$$

$$\bar{C}_D = \bar{Y}^T \bar{C} \bar{Y} \quad (c)$$

W wyniku działań (a) i (b) otrzymamy diagonalną macierz bezwładności $\bar{M}_D$ (współczynniki na głównej przekątnej oznaczamy jako m_i) i sztywności $\bar{K}_D$ (współczynniki na głównej przekątnej oznaczamy jako k_i). Dla określenia

wyniku transformacji trzeciego składnika wzorów (23) i (24), zauważmy, że rozwiązując zagadnienie własne równania pomnożonego lewostronnie przez macierz odwrotną do macierzy bezwładności, czyli równania:

$$\overline{M}^{-1}\overline{M}\ddot{\overline{x}} + \overline{M}^{-1}\overline{K}\overline{x} = 0 \quad (26)$$

otrzymamy zależność:

$$\overline{K}_{OM} = \overline{Y}^T \overline{M}^{-1} \overline{Y} \quad (27)$$

gdzie: $\overline{K}_{OM}$ jest diagonalną macierzą częstości własnych (na głównej przekątnej występują składniki ω_i^2). Po wykonaniu transformacji zależności (24) iloczyn $\overline{M}^{-1}\overline{K}$ możemy zastąpić więc przez ω_i^2 i otrzymać:

$$\overline{C}_D = \alpha_p \overline{M}_D + \beta_p \overline{K}_D + \gamma \omega_i^2 \overline{K}_D \quad (28)$$

Równanie opisujące ruch i-tej współrzędnej normalnej otrzymamy w postaci:

$$m_i \ddot{y}_i + (\alpha_p m_i + \beta_p k_i + \gamma \omega_i^2 k_i) \dot{y}_i + k_i y_i = 0 \quad (29)$$

Po podzieleniu przez m_i i uwzględnieniu definicji częstości własnej otrzymujemy:

$$\ddot{y}_i + (\alpha_p + \beta_p \omega_i^2 + \gamma \omega_i^4) \dot{y}_i + \omega_i^2 y_i = 0 \quad (30)$$

Do porównania z wynikami analizy modalnej potrzebne są współczynniki tłumienia modalnego zależne od częstości własnej. Z równości:

$$2\xi_i \omega_i = \alpha_p + \beta_p \omega_i^2 + \gamma \omega_i^4 \quad (31)$$

wyznaczamy:

$$\xi_i = \frac{\alpha_p}{2\omega_{oi}} + \frac{\beta_p \omega_{oi}}{2} + \frac{\gamma \omega_{oi}^3}{2} \quad (32)$$

Przekształcając analogicznie zależność (23) rozwiązujemy zagadnienie własne równania pomnożonego lewostronnie przez odwrotność

macierzy sztywności. Otrzymujemy z trzeciego składnika macierz diagonalną zawierającą na głównej przekątnej odwrotność częstości własnej i w końcu zależność:

$$\xi_i = \frac{\alpha_p}{2\omega_{oi}} + \frac{\beta_p \omega_{oi}}{2} + \frac{\gamma}{2\omega_{oi}^3} \quad (33)$$

Wykorzystując wzory (32) i (33) można dokonać próby aproksymacji przebiegu wartości współczynnika tłumienia modalnego wyznaczonych na drodze eksperymentu w rzeczywistych konstrukcjach w funkcji częstości własnej.

Aproksymacji dokonano wykorzystując wyniki eksperymentalnej analizy modalnej dla czterech typów konstrukcji (pierwszej z niżej wymienionych na podstawie badań własnych autorów, pozostałych z wykorzystaniem opisów dostępnych w publikacjach innych autorów).

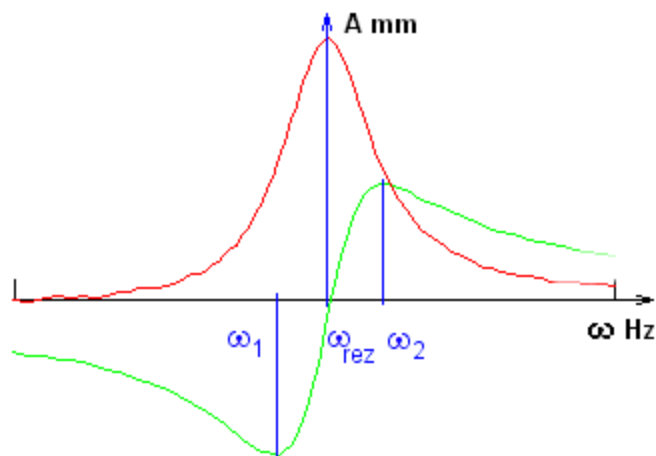
Autorzy wykonali badania kompozytowego płatu dachu samochodu osobowego Polonez Kombi, przedstawionego na rys. 1, metodą analizy modalnej w Laboratorium Instytutu Lotnictwa w Warszawie, dzięki pomocy mgr inż. Zbigniewa Lorenca. Przebadano zakres 2 – 62 Hz, co umożliwiło wyznaczenie 12 częstości własnych i współczynników tłumienia modalnego [7, 8]. Na rys. 2 przedstawiono przykładową charakterystykę amplitudowo-częstościową i sposób wyznaczenia wg zależności:

$$\eta = \frac{\omega_2 - \omega_1}{2\omega_{rez}} \quad (34)$$

zgodnie z metodyką przyjętą w Instytucie Lotnictwa w badaniach konstrukcji lotniczych. Wyniki – rysunki postaci drgań przedstawiono z zastosowaniem programu opracowanego przez autorów.



Rys. 1. Widok badanego obiektu



Rys. 2. Charakterystyka amplitudowo-częstotliwościowa – sposób wyznaczenia współczynnika tłumienia uogólnionego

Wyniki badań podano w tablicy 1, gdzie kolejno są przedstawione:

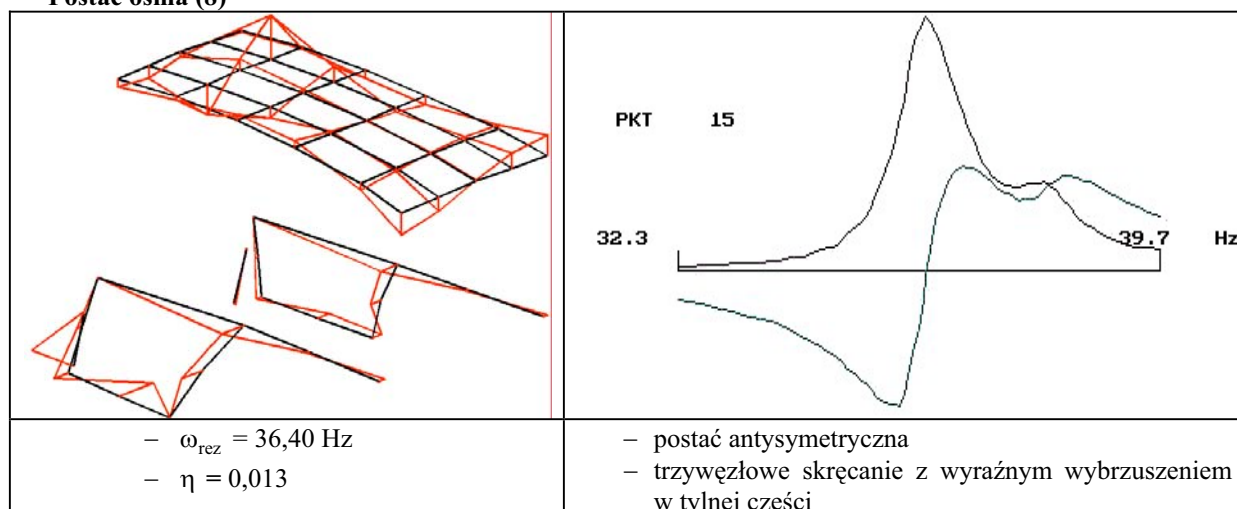
- wizualizacja postaci własnej,
- odpowiadająca danej postaci charakterystyka amplitudowo – częstotliwościowa,
- dodatkowe informacje o:
 - częstotliwości rezonansowej wyznaczonej postaci ω_{rez} ,

- wartość wyliczonego współczynnika tłumienia uogólnionego η ,
- kolejny numer wyznaczonej częstotliwości rezonansowej (zamieszczono przykładowo trzy postacie drgań),
- krótki opis postaci.

Tablica 1. Wyniki badań dachu metodą analizy modalnej

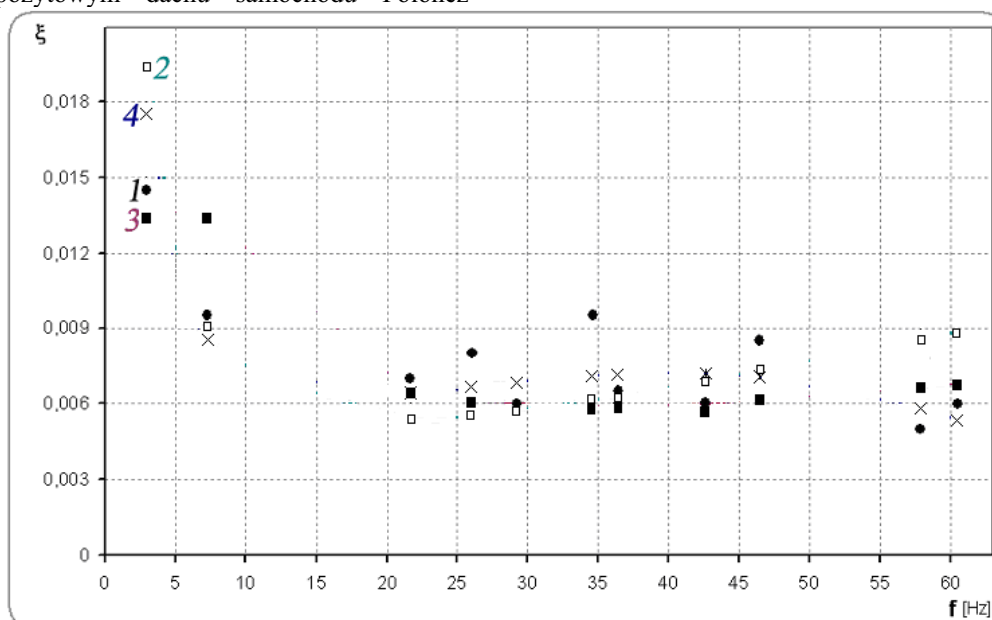
Postać pierwsza (1)	
– $\omega_{rez} = 3,00 \text{ Hz}$ – $\eta = 0,029$	– postać antysymetryczna – skręcanie poszycia górnego
Postać trzecia (3)	
– $\omega_{rez} = 18,34 \text{ Hz}$ – $\eta = 0,035$	– postać symetryczna – drgania przedniej części

Postać ósma (8)

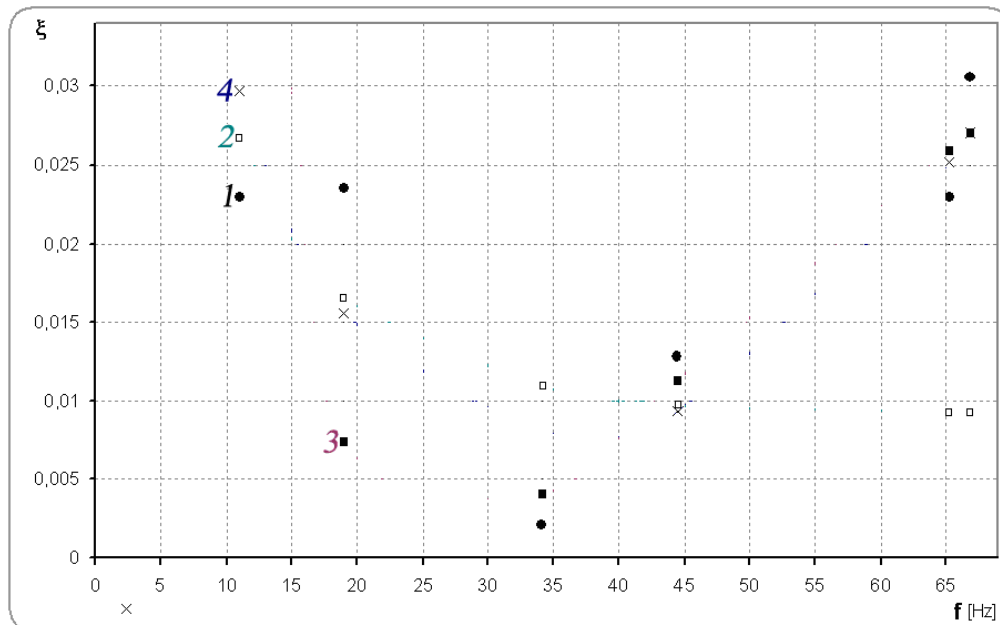


Na poniższych rysunkach przedstawiono porównanie wartości tłumień zmierzonych i obliczonych z zaproponowanego w pracy modelu: w kompozytowym dachu samochodu Polonez

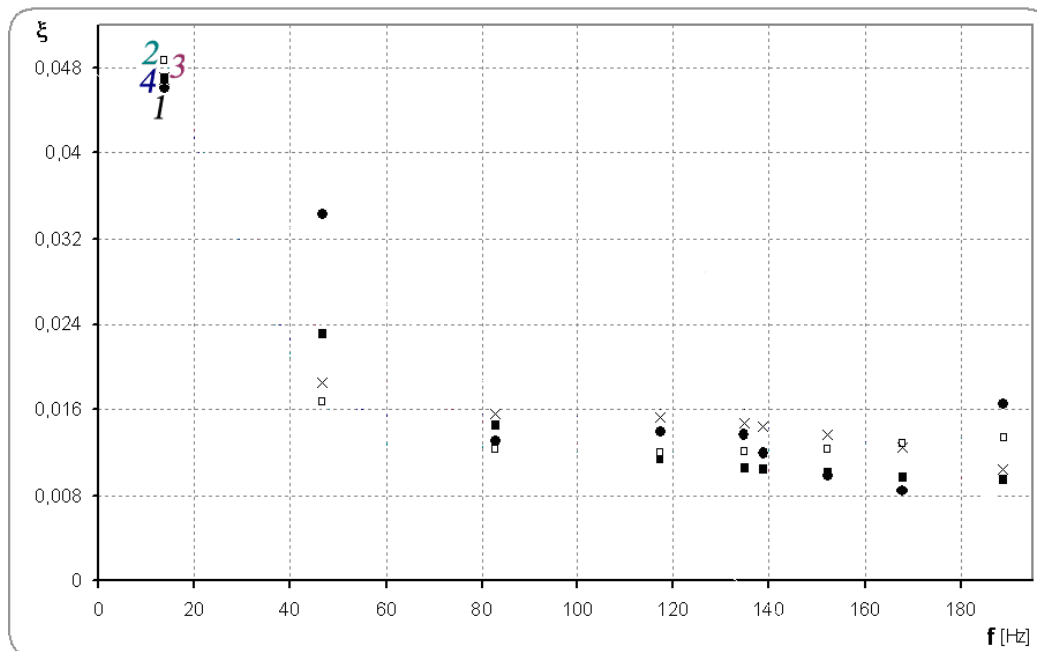
Kombi – rys. 3, w prostej ramie stalowej [9] – rys. 4, w korpusie frezarki pionowej [10] – rys. 5 i w stalowej obudowie generatora prądu [11] – rys. 6.



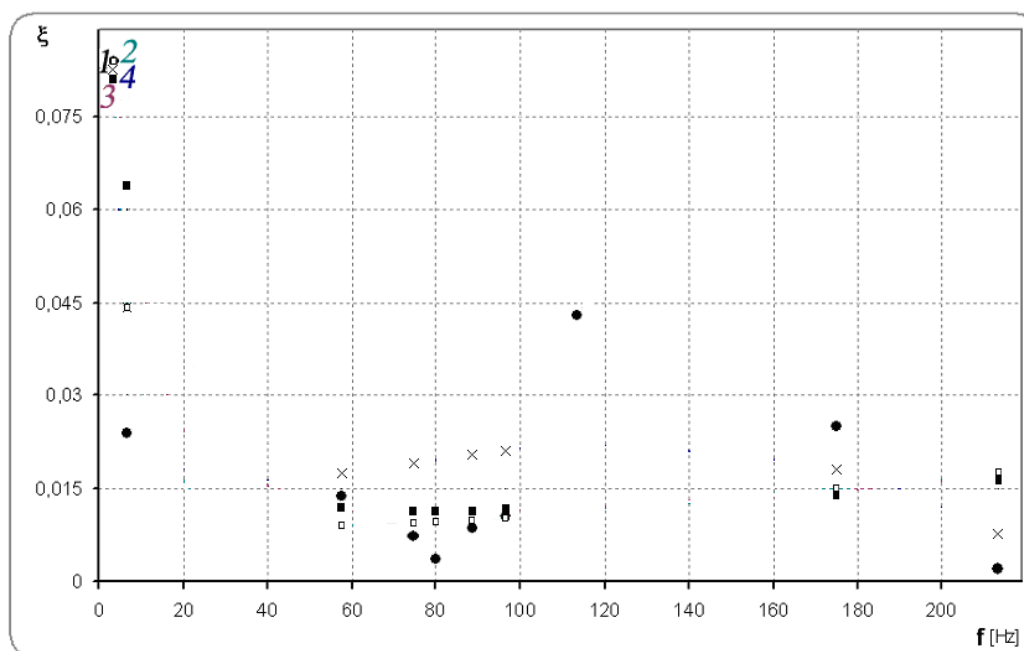
Rys. 3. Wartości współczynnika ξ z przyjęciem różnych modeli tłumienia w kompozytowym dachu samochodu Polonez Kombi: 1 ● – wyniki eksperymentalne, 2 □ – tłumienie wg (1): $\alpha_p = 0.72$; $\beta_p = 4.16 \cdot 10^{-5}$, 3 ■ – tłumienie wg (33): $\alpha_p = 1.3$; $\beta_p = 2.694 \cdot 10^{-5}$; $\gamma = -286$, 4 × – tłumienie wg (32): $\alpha_p = 0.64$; $\beta_p = 6.58 \cdot 10^{-5}$; $\gamma = -2.9 \cdot 10^{-10}$



Rys. 4. Wartości współczynnika ξ z przyjęciem różnych modeli tłumienia w ramie stalowej:
 1 ● – wyniki eksperymentalne, 2 □ – tłumienie wg (2): $\alpha_p = 3.6$; $\beta_p = 2.38 \cdot 10^{-5}$, 3 ■ – tłumienie wg (33): $\alpha_p = -8.7$; $\beta_p = 17.42 \cdot 10^{-5}$; $\gamma = 113710$, 4 × – tłumienie wg (32): $\alpha_p = 4.42$; $\beta_p = -6.4 \cdot 10^{-5}$; $\gamma = 9.54 \cdot 10^{-10}$



Rys. 5. Wartości współczynnika ξ z przyjęciem dla różnych modeli tłumienia w korpusie frezarki pionowej: 1 ● – wyniki eksperymentalne, 2 □ – tłumienie wg (2): $\alpha_p = 8.3$; $\beta_p = 1.7 \cdot 10^{-5}$, 3 ■ – tłumienie wg (33): $\alpha_p = 13.52$; $\beta_p = 0.64 \cdot 10^{-5}$; $\gamma = -40742$, 4 × – tłumienie wg (32): $\alpha_p = 7.88$; $\beta_p = 3.6 \cdot 10^{-5}$; $\gamma = -0.174 \cdot 10^{-10}$



Rys. 6. Wartości współczynnika ξ z przyjęciem różnych modeli tłumienia w stalowej obudowie generatora prądu: 1 ● – wyniki eksperymentalne, 2 □ – tłumienie wg (2): $\alpha_p = 3.64$; $\beta_p = 2.42 \cdot 10^{-5}$, 3 ■ – tłumienie wg (33): $\alpha_p = 5.86$; $\beta_p = 2.2 \cdot 10^{-5}$; $\gamma = -1044$, 4 × – tłumienie wg (32): $\alpha_p = 3.46$; $\beta_p = 7.4 \cdot 10^{-5}$; $\gamma = -0.36 \cdot 10^{-10}$

WNIOSKI

Przedstawione charakterystyki wyraźnie pokazują, iż dokładna aproksymacja wartości współczynnika tłumienia w rzeczywistych konstrukcjach, za pomocą zaproponowanych modeli tłumienia, jest niemożliwa. Istnieje jedynie możliwość przyjęcia do analizy modelu tłumienia opisującego to zjawisko w sposób mniej lub bardziej przybliżony.

Wyraźnie jednak widać, że dodanie do modelu tłumienia Rayleigha tylko jednego dodatkowego składnika pozwala na znacznie dokładniejszą aproksymację zmiany współczynnika tłumienia modalnego.

Model tłumienia opisany równaniem (32), krzywa nr 4, najdokładniej aproksymuje zmiany ww. współczynnika tłumienia. W przypadku przebadanego przez autorów kompozytowego dachu samochodu Polonez Kombi przyjmuje on postać:

$$\xi_i = \frac{0.32}{\omega_{oi}} + 3.29 \cdot 10^{-5} \omega_{oi} - 1.45 \cdot 10^{-10} \omega_{oi}^3 \quad (35)$$

Opracowany model tłumienia może być wykorzystany przy zastosowaniu opisu układu za pomocą dyskretnych równań różniczkowych [6], jak również w opisie z zastosowaniem Metody Elementów Skończonych [7].

LITERATURA:

1. Wagner F., Schedlinski C., Bohnert K., Frappier J., Irrgang A., Lehmann R., Müller A.: *Experimentelle Modalanalyse und Computerunterstützte Modellanpassung einer*

Rohkarosserie, VDI Schwingungstagung, Wiesloch bei Heidelberg, Deutschland, 2004.

2. Uhl T. Lisowski W.: *Identification of Helicopter Modal – Comparison of the Ground and the In-Flight Testing Results*, Machine Dynamics Problems, Warszawa 1999, Vol. 23, No 2, str. 79-93.
3. Lord Rayleigh: *Theory of sound*, Dover Publications, Vol. 1, New York, 1945.
4. Caughey T. K.: *Classical normal modes in damped linear dynamic systems*, Journal of Applied Mechanics, Transactions of the ASME, Vol. 27, str. 269-271, 1960.
5. Caughey T. K., O'Kelly M. E.: *Classical normal modes in damped linear dynamic systems*, Journal of Applied Mechanics, Transactions of the ASME, Vol. 32, str. 583-588, 1965.
6. Hoszwa K.: *Identyfikacja właściwości lepkosprężystych struktury kompozytowej*, Politechnika Warszawska, Rozprawa doktorska, Warszawa 2005.
7. Osipiak M.: *Badania symulacyjne właściwości lepkosprężystych struktury kompozytowej*, Politechnika Warszawska, Rozprawa doktorska, Warszawa 2005.
8. Hoszwa, K., Osiński, J., Osipiak M.: *Analiza właściwości dynamicznych konstrukcji kompozytowej z zastosowaniem analizy modalnej i MES*, VIII Szkoła Analizy Modalnej, Akademia Górniczo-Hutnicza, Kraków, 2003.
9. Garbarski J. (red.): *Laboratorium materiałów i kompozytów niemetalowych*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2001.

10. Uhl T.: *Komputerowo wspomagana identyfikacja modeli konstrukcji mechanicznych*, WNT, Warszawa 1997.
11. He J., Fu Z. F.: *Modal analysis*, Butterworth-Heinemann, Oxford 2001.



Dr inż. Marcin OSIPIAK ur. W 1976 roku w Sokołowie Podlaskim jest absolwentem wydziału Samochodów i Maszyn Roboczych Politechniki Warszawskiej z roku 2000. W latach 2000-2005 był odbył studia doktoranckie w Politechnice Warszawskiej. W pracy naukowej zajmuje się dynamiką maszyn, modelowaniem tłumienia, zastosowaniami analizy modalnej i Metody Elementów Skończonych. Wyniki prac przedstawiał na konferencjach analizy modalnej i wspomagania komputerowego projektowania. Stopień doktora uzyskał w 2005 roku za pracę *Badania symulacyjne właściwości lepkosprężystych struktury kompozytowej*. Obecnie jest zatrudniony w firmie Addit Sp. z o.o. – Precyzyjna Obróbka.



Dr inż. Konrad HOSZWA ur. w 1977 roku w Mragowie jest absolwentem wydziału Samochodów i Maszyn Roboczych Politechniki Warszawskiej z roku 2000. W latach 2000-2005 był odbył studia doktoranckie w Politechnice Warszawskiej. W pracy naukowej zajmuje się dynamiką maszyn, modelowaniem tłumienia, zastosowaniami analizy modalnej i symulacji cyfrowej. Wyniki prac przedstawiał na konferencjach analizy modalnej i wspomagania komputerowego projektowania. Stopień doktora uzyskał w 2005 roku za pracę *Identyfikacja właściwości lepkosprężystych struktury kompozytowej*. Obecnie jest zatrudniony w firmie Dr Notes.



Prof. dr hab. inż. Jerzy OSIŃSKI ur. w 1951 roku, zatrudniony w Politechnice Warszawskiej na stanowisku profesora zwyczajnego jest zastępcą dyrektora Instytutu Podstaw Budowy Maszyn ds. naukowych. W pracy naukowej zajmuje się szeroko rozumianą tematyką *wspomagania komputerowego prac inżynierskich*, między innymi zastosowaniami Metody Elementów Skończonych i symulacji cyfrowej. Jest autorem (współautorem) ponad 250 publikacji naukowych, w tym 45

artykułów w czasopismach naukowych (Computer and Structure, Machine Dynamics Problems) oraz wydawnictw książkowych, w szczególności monografii naukowej *Damping of Vibration* wydanej przez wydawnictwo A. A. Balkema w Holandii (Tłumienie drgań – PWN w Warszawie), a także podręczników z zakresu: Metody Elementów Skończonych, zbiorów zadań z teorii drgań i wytrzymałości materiałów. Jest promotorem 12 doktorów. Jest również wykonawcą szeregu wdrożonych prac o charakterze badawczo-rozwojowym, przede wszystkim z zakresu: przekładni zębatych i hamulców oraz recyklingu samochodów. Jest także edytorem w czasopiśmie Machine Dynamics Problems.



dr inż. Piotr ŻACH Pracownik Instytutu Podstaw Budowy Maszyn Politechniki Warszawskiej. Kierownik Laboratorium Mechaniki i Wytrzymałości Konstrukcji. Technolog przetwórstwa materiałów polimerowych: tworzyw sztucznych i kompozytów. W pracy naukowej zajmuje się: analizą konstrukcji maszyn z tworzyw sztucznych za pomocą MES (zagadnienia nieliniowe, tłumienie, analiza konstrukcji warstwowych). Prowadzi badania doświadczalne w zakresie właściwości mechanicznych i wytrzymałościowych tworzyw sztucznych i kompozytów. Jest autorem i współautorem ponad 30 prac naukowych opublikowanych w kraju i za granicą, promotorem prac magisterskich i inżynierskich.

PARAMETRY ROZKŁADÓW STATYSTYCZNYCH JAKO SYMPTOMY EWOLUCYJNE W DIAGNOSTYCE UKŁADÓW PRZEPŁYWOWYCH TURBIN

Tomasz GAŁKA

Instytut Energetyki, Pracownia Diagnostyki Urządzeń Ciepłych Elektrowni
ul. Augustówka 5, 02-981 Warszawa, fax. 022 642 83 78, e-mail: tomasz.galka@ien.com.pl

Streszczenie

Ocena stanu układów przepływowych maszyn wirnikowych, w szczególności turbin parowych, opiera się na analizie generowanych przez nie składowych widm drgań. Istotną rolę odgrywają w niej symptomy ewolucyjne, czyli parametry charakteryzujące zmienność tych składowych w czasie. Ich interpretacja jest jednak niekiedy utrudniona. Jak się okazuje, wiele informacji zawiera się również w czasowej zależności wielkości charakteryzujących rozrzut statystyczny tych składowych. Parametry tej zależności, będące również symptomami ewolucyjnymi, okazują się wrażliwe na zmiany stanu układów przepływowych, a ich zastosowanie w dużym stopniu eliminuje konieczność stosowania procedur normalizacyjnych. Potwierdza to analiza kilku przypadków, dotyczących dużych turbin energetycznych.

Słowa kluczowe: turbina parowa, układ przepływowy, symptomy ewolucyjne.

STATISTICAL DISTRIBUTION PARAMETERS AS EVOLUTIONARY SYMPTOMS IN TURBINE FLUID-FLOW SYSTEM DIAGNOSTICS

Summary

Determination of the fluid-flow system technical condition in rotating machines, steam turbines in particular, is based on the analysis of vibration components generated by them. Important part is played by evolutionary symptoms, defined as parameters that describe their variations with time. Their interpretation is sometimes, however, difficult. It turns out that much information is contained in time histories of quantities that describe statistical scatter of these components. Parameters of these histories, themselves also evolutionary symptoms, are found to be sensitive to fluid-flow system condition variations, and their application largely eliminates the need for symptom normalization procedures. This is confirmed by several case histories for large utility power turbines.

Keywords: steam turbine, fluid-flow system, evolutionary symptoms.

1. WPROWADZENIE

Układy przepływowe turbin parowych, realizujące ich podstawową funkcję przetwarzania energii strumienia czynnika na energię ruchu obrotowego, są odpowiedzialne za znaczną część awarii tej grupy maszyn. W zależności od źródła, ich udział w całkowitym czasie postojów awaryjnych turbin wynosi około 40 ÷ 60% [1]. Należy przy tym pamiętać, że awarie układów przepływowych stwarzają duże zagrożenie, a usunięcie ich skutków bywa bardzo kosztowne; często prowadzą one do zniszczenia turbozespołu. W tej sytuacji ocena ich stanu technicznego nabiera istotnego znaczenia.

Wibrodiagnostyka układów przepływowych turbin opiera się w ogólności na analizie składowych widm drgań, generowanych wskutek oddziaływania ich elementów ze strumieniem czynnika (pary). Dokładniejszy opis związanych z tym zjawisk przekracza znacznie ramy tego artykułu (patrz np. [1-3]). Należy tu jedynie przypomnieć, że zasadniczo wyróżnia się dwa rodzaje zdarzeń

generujących drgania układów przepływowych, a mianowicie:

- zakłócenia przepływu pary przez krawędzie łopatek wirników i kierownic,
- zakłócenia przepływu pary wskutek niejednorodności układu łopatkowego turbiny.

Pierwsze z nich powodują, wskutek przerw w strumieniu pary i zmniejszenia naporu na łopatkę następnego stopnia, powstanie impulsu skierowanego przeciwnie do kierunku tego naporu; związaną z tym siłę wymuszającą można przedstawić [2] w postaci szeregu:

$$q_1 = \zeta_0 + \sum_{k=1}^{\infty} \zeta_k \cos k(z\omega t + \Psi_k), \quad (1)$$

gdzie: ζ_0 – średni napór czynnika, z – liczba przyrządów rozprężnych w stopniu, $\omega = 2\pi u$ (u jest prędkością obrotową wirnika), Ψ_k – kąt fazowy.

Ponieważ zapewnienie idealnie jednakowych przekrojów kanałów wylotowych przyrządów rozprężnych w procesie wytwarzania nie jest możliwe, powstają zmiany wartości naporu, co

można wyrazić przez dodatkową siłę wymuszającą, będącą sumą składowych harmonicznych o częstotliwości podstawowej u :

$$q_2 = \zeta_0 + \sum_{k=1}^{\infty} \zeta_k \cos k(\omega t + \Psi_k), \quad (2)$$

Odształcenia i ubytki masowe, związane z procesami wyczerpywania żywotności elementów układów przepływowych, powodują zmiany kształtu kanałów łopatkowych i wzrost nierównomierności. Można więc wnioskować, że siła wymuszająca opisana przez zależność (2) będzie rosła w miarę postępu tych procesów. Wzrost ten jest ukryty w zmianach wartości współczynników ζ_k , gdyż pozostałe wielkości nie zależą od zaawansowania degradacji. Jest to podstawą wibrodiagnostycznych metod oceny stanu układów przepływowych.

Jak wynika z zależności (1) i (2), częstotliwości składowych generowanych przez układ przepływowy – potocznie określanych mianem składowych łopatkowych – zależą od liczby łopatek wirników i kierownic w poszczególnych stopniach turbiny. Na tej podstawie określa się model wibrodiagnostyczny układu przepływowego [4], będący zbiorem pasm częstotliwości, w których zawierają się te składowe (przy założeniu określonego typu analizy widmowej). Obserwacja zmian poziomów drgań w tych pasmach w czasie dostarcza informacji o ewolucji stanu układu przepływowego.

2. EWOLUCJA DRGAŃ ŁOPATKOWYCH

2.1. Metoda i obiekty badań

Wszystkie wyniki, wykorzystane w dalszym ciągu niniejszego artykułu, zostały uzyskane z pomiarów prędkości drgań, wykonywanych na pokrywach łożysk turbozespołów, w kilku przypadkach również na kadłubach (drgania bezwzględne). Pomiary prowadzono z wykorzystaniem czujników piezoelektrycznych o zakresie częstotliwości 12 kHz (wystarczającym dla objęcia składowych łopatkowych w typowych turbinach parowych). Stosowano analizę ze stałą względną szerokością pasma 23% (widma tercjowe).

Badania były prowadzone na kilku turbozespołach typu K-200 i pochodnych. Są to akcyjne turbozespoły kondensacyjne o mocy 200 MW, wyposażone w siedem łożysk ślizgowych. Mają one jedną część wysokoprężną (WP), jedną część średnioprężną (SP) i jedną dwuwylotową część niskoprężną (NP). Wszystkie z nich mają jednakowe układy przepływowe części WP i SP, natomiast część NP w niektórych z nich była zmieniona w trakcie modernizacji, co doprowadziło do powstania szeregu odmian konstrukcyjnych.

Turbozespoły tego typu są eksploatowane od lat sześćdziesiątych i przez długi czas stanowiły podstawę krajowego systemu elektroenergetycznego. Najstarsze z nich mają obecnie za sobą znacznie ponad 200 000 godzin

pracy, daleko ponad pierwotne założenia projektowe. Okres objęty badaniami wynosił w niektórych przypadkach ponad 12 lat; jak się okaże w dalszym ciągu, jest to bardzo istotne z uwagi na powolną zwykle ewolucję stanu układów przepływowych.

2.2. Ewolucyjne symptomy stanu układów przepływowych

Diagnostykę ilościową można rozumieć jako określanie stopnia wyczerpania żywotności; jego miarą może być na przykład bezwymiarowe zaawansowanie zużycia (lub uogólnione uszkodzenie) D , zdefiniowane jako [5]:

$$D = \theta / \theta_b, \quad (3)$$

gdzie θ oznacza czas, zaś θ_b jest czasem do awarii, jednoznacznie określonym dla danego obiektu. Zgodnie z modelem procesora energii [5, 6] symptomowa krzywa życia, opisująca zależność symptomu od czasu $S(\theta)$, jest asymptotyczna:

$$\theta \rightarrow \theta_b \Rightarrow S \rightarrow \infty. \quad (4)$$

Oszacowanie wartości D może być wówczas dokonane przez porównanie zmierzonej wartości symptomu S z określoną w ten czy inny sposób wartością kryterialną (graniczną) [7,8].

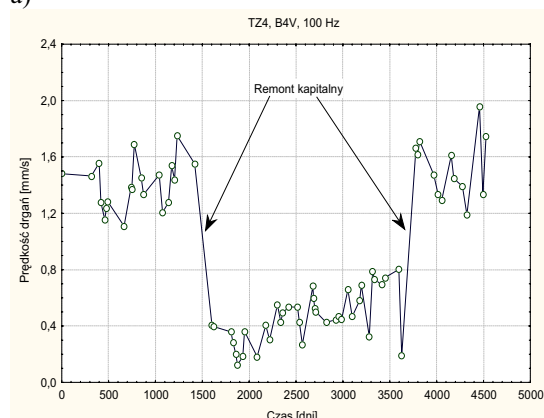
W przypadku turbozespołów parowych mamy na ogół do czynienia z sytuacją, że remont jest wykonywany w chwili czasu $\theta \ll \theta_b$, czyli obserwujemy jedynie początkowy odcinek symptomowej krzywej życia, kiedy wzrost wartości S w czasie jest powolny¹. Ponieważ zmiany wprowadzane przez remonty (opisane przez wektor logistyczny) są bardzo często znacznie większe niż przyrost wartości S w obserwowanym odcinku cyklu życia, otrzymujemy w efekcie przebieg 'schodkowy', jak na rys.1 a. W odniesieniu do symptomów drganiowych jest to typowe dla składowych będących harmonicznymi prędkości obrotowej (tzw. zakres harmoniczny). Dla składowych z zakresu łopatkowego można pominąć wpływ wektora logistycznego w przypadku remontów, które nie obejmowały wymiany elementów układu przepływowego; jest to w istocie równoważne przyjęciu okresu między dwiema kolejnymi wymianami jako jednego cyklu życia. Ponieważ wymiany takie są wykonywane rzadko, cykl taki jest długi; dzięki temu możemy dla starszych turbin zaobserwować niekiedy odcinek przyspieszonego wzrostu S w funkcji θ , zbliżony do wykładniczego. Przykład przedstawiono na rys. 1b.

Wykresy z rys.1 ujawniają jeszcze jedną, ważną różnicę w przebiegach zależności $S(\theta)$ dla symptomów z zakresu harmonicznego i łopatkowego. Jak widać, w drugim z tych zakresów

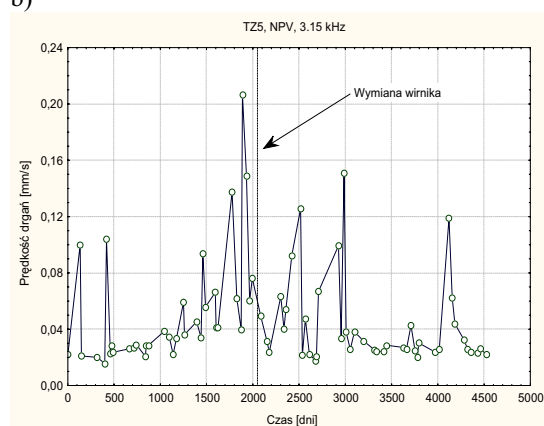
¹ Remont oznacza granicę między cyklami życia, a zatem po remoncie mamy ponownie $\theta = 0$ (szerszy opis związanych z tym problemów można znaleźć w [7].

pojawiają się pojedyncze skoki, niejednokrotnie o dużej amplitudzie.

a)



b)



Rys. 1. Typowe zależności $S(\theta)$ dla zakresu harmonicznego (a – przednie łożysko NP pionowo, tercja 100 Hz) i łopatkowego (b – kadłub NP przód pionowo, tercja 3150 Hz)

Są one związane ze stanami nieustalonymi lub wynikają z wpływu mocy czynnej. W tym drugim przypadku mogą być usunięte przez zastosowanie odpowiednich procedur normalizacyjnych [9], lecz wpływu stanów nieustalonych (które można utożsamiać z mierzalnymi zakłóceniami [3]) nie da się wyeliminować. Powoduje to problemy przy porównywaniu z wartościami kryterialnymi.

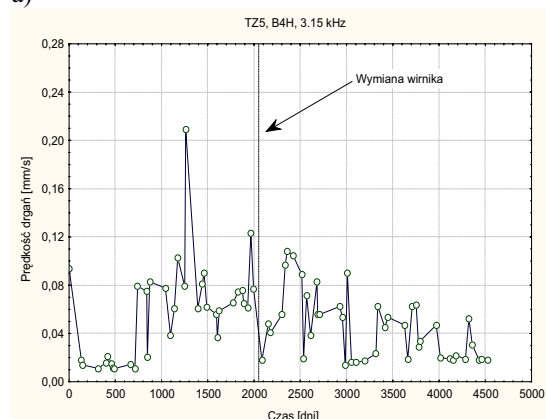
Przyspieszony wzrost wartości S w funkcji θ , dobrze widoczny na rys.1b, oznacza narastające odstępstwo od liniowości. O ile w zakresie harmonicznym przebieg $S(\theta)$ w poszczególnych cyklach dość dobrze aproksymuje się prostą, to w zakresie łopatkowym dla $\theta \rightarrow \theta_b$ tak już nie jest. Sugeruje to możliwość wykorzystania miary nieliniowości (na przykład $dS/d\theta$ lub $d^2S/d\theta^2$) w charakterze symptomu diagnostycznego [10]. Problemem jest tu zapewnienie odpowiednio precyzyjnej aproksymacji, wydaje się jednak, że jest to bardzo obiecująca perspektywa, zwłaszcza w przypadku układów stałego nadzoru diagnostycznego, gdzie problem małej liczebności zbioru danych do tej aproksymacji przestaje mieć zasadnicze znaczenie. Wydaje się również, że realne

byłoby dość proste sformułowanie dla takich symptomów odpowiadających im wartości kryterialnych. Badania w tym kierunku są nadal prowadzone.

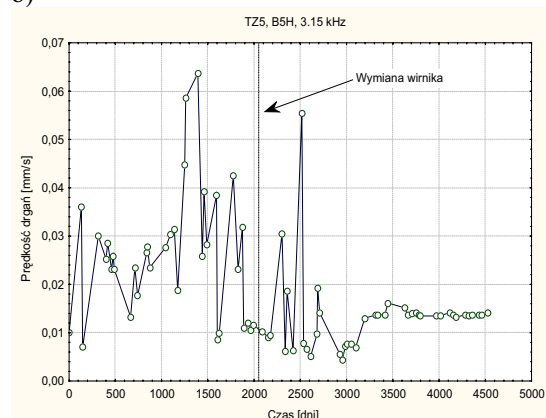
3. MOŻLIWOŚCI WYKORZYSTANIA PARAMETRÓW STATYSTYCZNYCH

Analiza dużej liczby przebiegów $S(\theta)$ dla zakresu łopatkowego nieodparcie prowadzi do wniosku, że niezależnie od wspomnianych pojedynczych skoków wahania tych symptomów – rozumiane jako różnice ΔS między dwoma kolejnymi pomiarami – są z reguły większe niż w zakresie harmonicznym. Potwierdzają to obliczenia: dla jednej z turbin typu K-200 średnia wartość ΔS dla zakresu harmonicznego (135 symptomów) w okresie ponad 12 lat wyniosła 2.98 dB, zaś dla zakresu łopatkowego (105 symptomów) – 4.35 dB. Wahania te są niekiedy na tyle duże, że zarówno tendencja wzrostowa, jak i nawet przejście do kolejnego cyklu życia mogą być trudne do zauważenia. Przykład podany na rys. 2 odnosi się do tego samego przypadku, co rys. 1b, jednak w przeciwieństwie do niego zarówno wzrost, jak i skokowa zmiana wywołana przez wymianę wirnika są niemal niewidoczne.

a)



b)



Rys. 2. Zależności $S(\theta)$ dla tercji 3150 Hz: a – przednie łożysko NP poziomo, b – tylne łożysko NP poziomo; przypadek z rys. 1b

Przykład z rys. 2 wskazuje również, że wahania przebiegu $S(\theta)$ nasilają się w miarę zbliżania się do θ_b , czyli ze wzrostem D . Spostrzeżenie to, poparte analizą dużej liczby przebiegów $S(\theta)$, sugeruje możliwość zastosowania miary rozrzutu wyników pomiarów w charakterze symptomu. W istocie próby takie były czynione już wcześniej, choć podejście było nieco inne. W pracach prowadzonych w Instytucie Energetyki w pierwszej połowie lat osiemdziesiątych [11] analizowane były możliwości wykorzystania w ocenie stanu układów przepływowych turbin różnych testów statystycznych, w tym testów jednorodności wariancji i jednorodności wartości średnich. Hipotezy równości powyższych parametrów badano za pomocą testów F-Snedecora, t-Studenta i C-Cochrane'a-Coxa. Wyniki – w każdym razie dla turbin kondensacyjnych, badanych w stanach ustalonych w porównywalnych warunkach – można generalnie określić jako pozytywne; należy jednak zwrócić uwagę, że dysponowano wówczas dość niewielkimi zbiorami danych, obejmujących krótki okres czasu.

Uzasadnienie takiego postępowania opiera się na założeniu, że – mówiąc w pewnym uproszczeniu – zaawansowanie procesów degradacyjnych wpływa nie tylko na samą wartość symptomu, ale również na parametry jej rozkładu statystycznego². Wykonując dwa kolejne pomiary wartości symptomu S w chwilach czasu θ oraz $\theta + \Delta\theta$, mamy

$$S_1 = F[\mathbf{X}(\theta), \mathbf{R}(\theta), \mathbf{Z}(\theta)], \quad (5)$$

$$S_2 = F[\mathbf{X}(\theta + \Delta\theta), \mathbf{R}(\theta + \Delta\theta), \mathbf{Z}(\theta + \Delta\theta)], \quad (6)$$

gdzie $\mathbf{X}$ oznacza wektor cech stanu, $\mathbf{R}$ – wektor sterowania, $\mathbf{Z}$ – wektor zakłóceń. Zakładamy, że czas $\Delta\theta$ jest na tyle krótki, iż nie zachodzi w nim istotna zmiana wektora cech stanu $\mathbf{X}$; można zatem przyjąć, że $\mathbf{X}(\theta + \Delta\theta) = \mathbf{X}(\theta)$ i za różnicę między S_1 a S_2 odpowiedzialne są jedynie zmiany składowych wektorów sterowania i zakłóceń. Zakładamy ponadto, że liczba uśrednień jest na tyle duża, iż można pominąć zmianę wynikającą z losowego charakteru symptomu. Jeśli przyjąć, że składowe tych wektorów mają charakter zmiennych losowych, to dla każdej z nich różnica między wartościami odpowiadającymi dwóm kolejnym pomiarom jest również zmienną losową i jako taka nie wykazuje stałej długookresowej tendencji zmian. Ściśle rzecz ujmując, wymagałoby to dodatkowego założenia, aby wartość $\Delta\theta$ nie była zbyt mała, gdyż niektóre składowe wektora sterowania są ciągłymi funkcjami czasu, a szybkość ich zmian jest ograniczona względami konstrukcyjnymi i eksploatacyjnymi.

Wykorzystanie wyżej wspomnianych parametrów statystycznych (wariancji i wartości średniej) do oceny stanu układu przepływowego opiera się zatem w istocie na przyjęciu założenia, że

jeśli dla rozpatrywanego symptomu S zdefiniowane zostaną wektory

$$\mathbf{A}_i = [\partial S / \partial R_1, \partial S / \partial R_2, \dots, \partial S / \partial R_n], \quad (7)$$

$$\mathbf{B}_i = [\partial S / \partial Z_1, \partial S / \partial Z_2, \dots, \partial S / \partial Z_m], \quad (8)$$

to przynajmniej niektóre z nich będą funkcjami wektora $\mathbf{X}$, rosnącymi ze wzrostem θ . Oznacza to, że z upływem czasu θ rośnie 'wrażliwość' symptomu na zmiany wektorów $\mathbf{R}$ i $\mathbf{Z}$, czyli takie same wahania ich składowych powodują większe zmiany S . W takim przypadku wartości parametrów statystycznych w funkcji θ mogą być przyjęte jako symptomy ewolucyjne.

Dla wstępnej oceny przydatności tego rodzaju symptomów zbadano zależności od czasu dwóch z nich:

- odchylenia standardowego σ w próbie 10 kolejnych poprzednich pomiarów;
- średniej wartości bezwzględnej różnicy ΔS między dwiema kolejnymi wartościami w próbie 10 kolejnych poprzednich pomiarów.

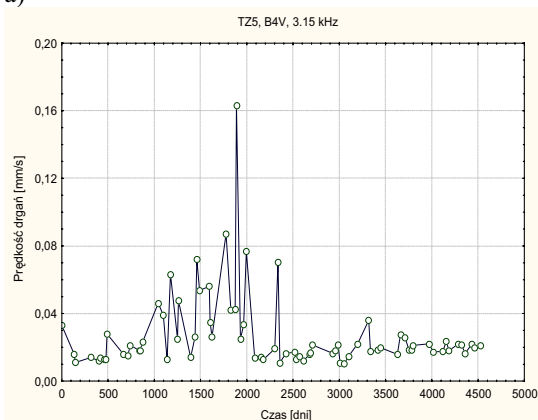
Badania te wykonano dla dwu turbin typu K-200. W okresie objętym analizą nie miały co prawda miejsca awarie układów przepływowych, lecz obserwowano symptomy pogarszania się ich stanu. Ponadto w jednej z nich wymieniono wirnik NP, a w drugiej – wirnik NP oraz cały układ przepływowy WP. Dało to doskonałą okazję zaobserwowania odpowiednich zmian w poziomach składowych z zakresu łopatkowego.

Na rys.3 przedstawiono przykładowe przebiegi $S(\theta)$, $\sigma(\theta)$ oraz $\Delta S(\theta)$ dla turbiny, w której wymieniono wirnik NP. Przebieg $S(\theta)$ jest zbliżony do zamieszczonego na rys.1b, dotyczy bowiem tej samej turbiny, choć innego punktu pomiarowego. Można w nim także zaobserwować odcinek przyspieszonego wzrostu wartości symptomu w czasie bezpośrednio przed wymianą. Wymiana ta została wykonana po około 185 000 godzin pracy; warto tu dodać, że według oceny użytkownika turbiny, popartej badaniami materiałowymi, po około 180 000 godzin zaawansowanie degradacji powoduje zauważalne zmiany w postaci pęknięć, deformacji i obniżenia udarności [12].

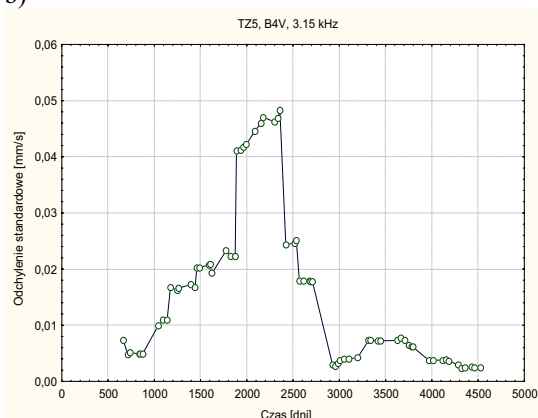
Wykresy $\sigma(\theta)$ i $\Delta S(\theta)$, dość zbliżone, wykazują również tendencję wzrostową w okresie bezpośrednio przed wymianą wirnika, lecz jest ona znacznie silniej zaznaczona. Widać również wyraźnie mniejszy wpływ pojedynczych skokowych zmian, choć nie zostaje on całkowicie wyeliminowany i ujawnia się w postaci 'schodków'. Ze względu na przyjęty sposób obliczania $\sigma(\theta)$ i $\Delta S(\theta)$ spadek wartości tych symptomów po wymianie wirnika nie jest tak szybki, jak w przypadku $S(\theta)$ – występuje pewne opóźnienie, jednak z punktu widzenia diagnozowania daleko ważniejszy jest oczywiście odcinek narastającego uszkodzenia, gdzie większa dynamika symptomów statystycznych jest szczególnie wyraźnie widoczna.

² Chodzi tu o uśrednienie wyników uzyskanych w pewnym okresie, a zatem może teoretycznie odnosić się również do symptomów czysto deterministycznych.

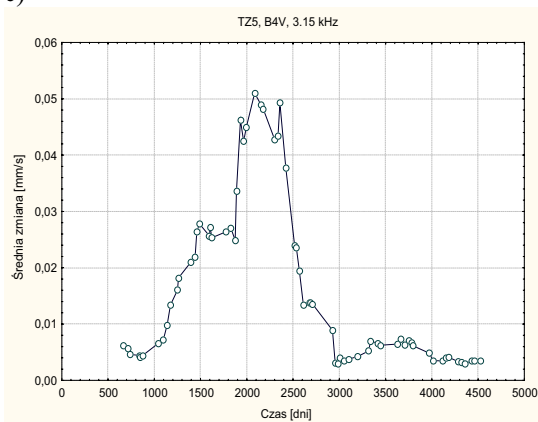
a)



b)



c)

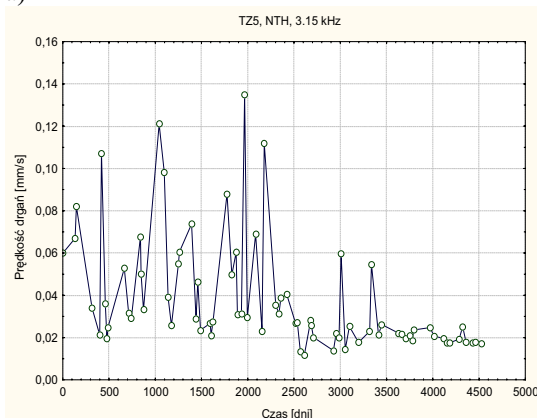


Rys. 3. Przebiegi: a – $S(\theta)$, b – $\sigma(\theta)$, c – $\Delta S(\theta)$; przednie łożysko NP pionowo, tercja 3150 Hz

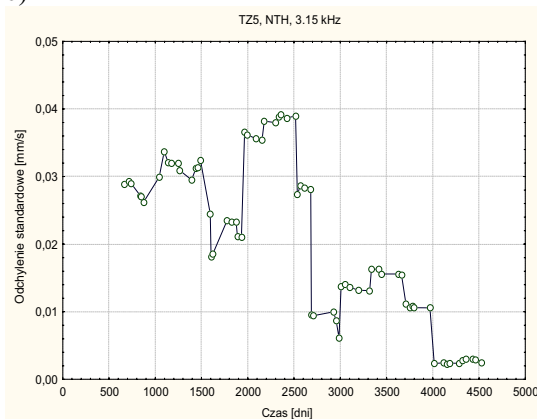
Przykład przedstawiony na rys. 3 ilustruje przypadek, kiedy analiza wszystkich trzech przebiegów prowadzi w istocie do podobnych wniosków, choć większa dynamika symptomów statystycznych daje w efekcie bardziej jednoznaczną interpretację. Na rys. 4 przedstawiono wyniki uzyskane dla tej samej turbiny i tego samego pasma tercjowego, lecz w innym punkcie pomiarowym. Jak widać, duże wahania przebiegu $S(\theta)$ sprawiają, że jego analiza nie prowadzi do jednoznacznych wniosków. Aproksymacja liniowa dla odcinka przed wymianą wirnika daje w wyniku $S = (1.398 \times 10^{-6}) \theta + \text{const}$, gdzie θ jest czasem w dniach; taki współczynnik nachylenia jest typowy dla układu

przepływowego w dobrym stanie, przy $\theta \ll \theta_b$, kiedy aproksymacja liniowa może jeszcze być stosowana. Zależność $\sigma(\theta)$ ujawnia już tendencję wzrostową, choć nie jest ona zbyt dobrze widoczna, natomiast w przebiegu $\Delta S(\theta)$ wzrost zaznacza się bardzo wyraźnie.

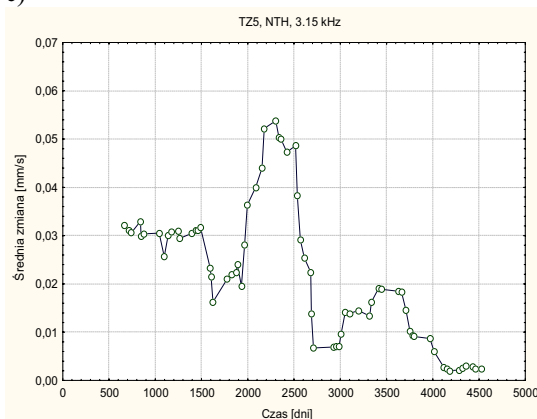
a)



b)



c)

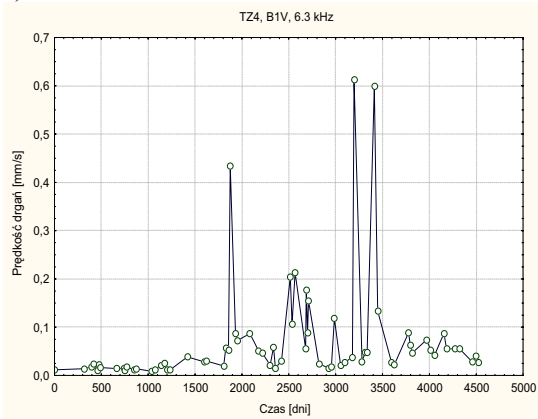


Rys. 4. Przebiegi: a – $S(\theta)$, b – $\sigma(\theta)$, c – $\Delta S(\theta)$; kadłub NP część tylna poziomo, tercja 3150 Hz

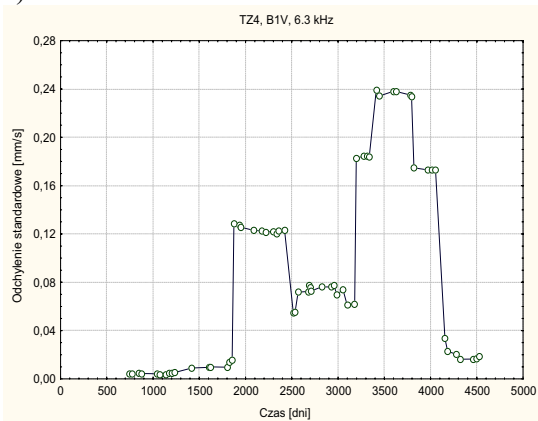
Wyniki przedstawione na rys. 4 sugerują większą przydatność przebiegu $\Delta S(\theta)$ jako symptomu diagnostycznego. Analiza większej liczby przypadków wydaje się potwierdzać ten wniosek. Na rys.5 przedstawiono analogiczne przebiegi dla innej turbiny tego samego typu, w której wymieniony został układ przepływowy części WP

(po około 220 000 godzin pracy). Tendencja wzrostowa $S(\theta)$ jest tu zauważalna, choć słaba. Przebieg $\sigma(\theta)$ jest zniekształcony wskutek kilku dużych, pojedynczych skoków. Zjawisko takie dość często daje się zauważyć w punktach zlokalizowanych na części WP turbiny, a zatem w pobliżu zaworów regulacyjnych.

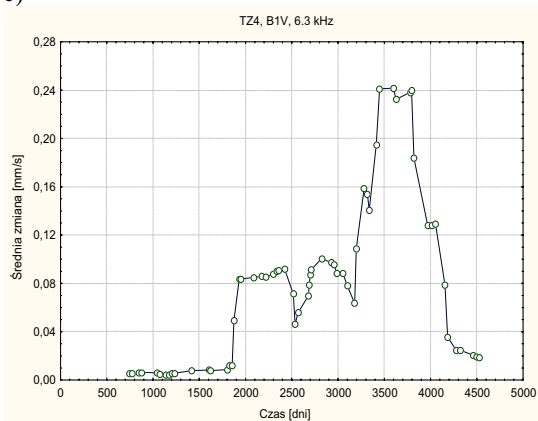
a)



b)



c)



Rys. 5. Przebiegi: a – $S(\theta)$, b – $\sigma(\theta)$, c – $\Delta S(\theta)$; przednie łożysko WP pionowo, tercja 6300 Hz

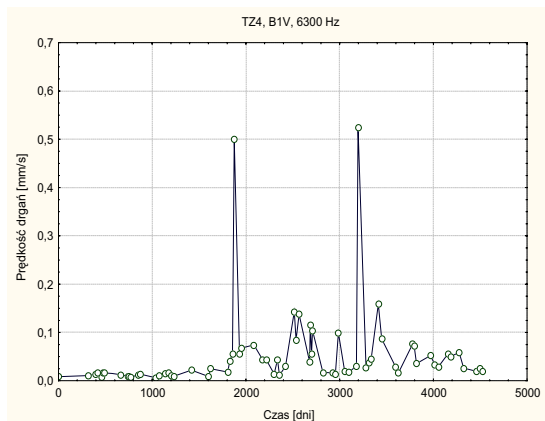
Podczas normalnej pracy z nominalnymi parametrami pary i mocą czynną bliską znamionowej turbina K-200 ma otwarte trzy z czterech zaworów regulacyjnych. Ostatni zawór może się jednak otwierać przy chwilowym zaniżeniu parametrów pary lub chwilowym wzroście zadanego

obciążenia przy pracy w układzie automatycznej regulacji częstotliwości i mocy (ARCM). Powoduje to zmiany rozkładu sił działających na układ przepływowy, a w efekcie także rejestrowanych widm drgań. Dokładne omówienie tego zjawiska przekracza ramy niniejszego artykułu; wyniki obliczeń symulacyjnych dla stopnia regulacyjnego turbiny tego typu można znaleźć w [13]. Wpływ ten staje się coraz słabszy w miarę oddalania się od stopnia regulacyjnego, co tłumaczy, dlaczego efekt ten obserwuje się przede wszystkim na części WP. Chwilowe, skokowe zmiany wpływają na wartość odchylenia standardowego, powodując skokowy wzrost, natomiast uśrednianie zmian wartości symptomu między kolejnymi pomiarami nieco je 'łagodzi', co sprawia, że przebieg $\Delta S(\theta)$ jest bardziej gładki i niewątpliwie łatwiejszy do interpretacji. Do podobnych wniosków prowadzi także analiza większej liczby przebiegów dla tych dwu turbin.

Pojedyncze skokowe zmiany wartości S mogą być także skutkiem znacznych różnic mocy czynnej w stosunku do wartości znamionowej w trakcie wykonywania pomiaru. Mechanizm jest tu w istocie analogiczny do omówionego wyżej i wynika ze zmian sił działających na układ przepływowy, choć w tym przypadku chodzi nie tylko o zmienną niejednorodność rozkładu ciśnienia, ale również o zmiany przepływu masowego. W ramach prac prowadzonych w instytucie Energetyki opracowano empiryczne procedury pozwalające na oszacowanie funkcji normalizacyjnych z danych eksperymentalnych [9]. Są one określane jako zależności $S/S_{\text{nom}} = f(P_u)$, gdzie P_u oznacza moc czynną, zaś S_{nom} jest uśrednioną wartością symptomu z zakresu od $0.85P_{\text{nom}}$ do P_{nom} , w którym zależność $S(P_u)$ okazuje się najbardziej płaska. W przypadku symptomów odpowiadających części WP dla najniższych obciążeń występuje bardzo często zawyżenie, gdyż przy małej mocy i otwartych jedynie dwóch zaworach regulacyjnych niejednorodność rozkładu ciśnienia jest największa i zmniejsza się ze wzrostem mocy. W przypadku części SP i NP, w których większa moc oznacza większe obciążenie układu przepływowego wskutek wzrostu przełyku turbiny, a niejednorodność wprowadzana przez stopień regulacyjny praktycznie nie ma już znaczenia, przebieg funkcji normalizującej jest często odwrotny, z zawyżeniem dla największych obciążeń.

Zastosowanie normalizacji eliminuje niektóre skokowe zmiany wartości S , zwłaszcza związane z zaniżeniem mocy. Ukazuje to przykład z rys. 6, na którym przedstawiono znormalizowany przebieg z rys. 5a – jak widać, jeden z trzech 'skoków' został usunięty (turbina pracowała wówczas z mocą zaledwie 149 MW). Oczywiście należy pamiętać, że tego rodzaju procedura normalizacyjna ma charakter przybliżony.

Wspomniane procedury normalizacyjne zostały opracowane dla potrzeb obliczania kryterialnych poziomów symptomów drganiowych. Choć na ogół



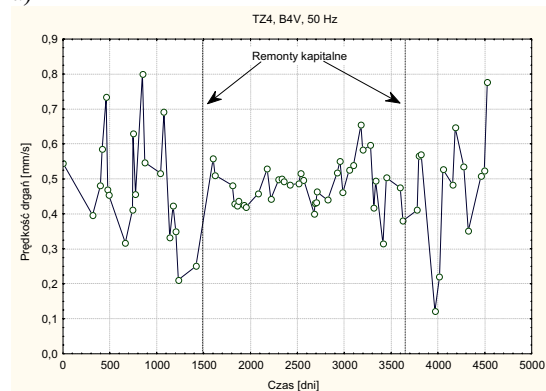
Rys. 6. Znormalizowany przebieg $S(\theta)$ z rys. 5a

‘poprawiają’ one przebiegi $S(\theta)$ otrzymane z surowych wyników pomiarów, to formalnie rzecz biorąc normalizacja wpływu mocy czynnej w taki sposób nie jest poprawna w odniesieniu do symptomów statystycznych. Zakłada ona, że przy ustalonych wartościach pozostałych składowych wektora sterowania funkcja $S(P_u)$, a zatem i dS/dP_u , jest dla danego symptomu stała. Przy założeniu, że przynajmniej niektóre składowe wektora A_i , określonego przez zależność (7), zależą od składowych wektora cech stanu X , a więc i od czasu, funkcja $S(P_u)$ zmienia się wraz z upływem czasu θ . Oznacza to, że będąca jej przybliżeniem funkcja normalizująca, określona z danych eksperymentalnych, ze wzrostem θ staje się przybliżeniem coraz gorszym. Nie ma to istotnego znaczenia w przypadku, kiedy zmiany składowych wektora A_i można uznać za pomijalne, tu zakładamy jednak, że jest właśnie odwrotnie. Analiza szeregu przebiegów wykazała w istocie, że normalizacja danych często pogarszała jednoznaczność interpretacji wyników.

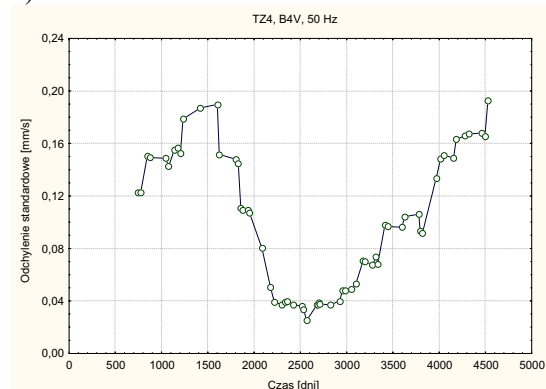
Nie istnieje oczywiście powód, dla którego zależności parametrów statystycznych od czasu miałyby mieć zastosowanie jedynie dla zakresu łopatkowego. To, że w powyższych rozważaniach ograniczano się do tego właśnie zakresu, wynika z dwóch powodów. Jednym z nich jest wspomniana już, trudniejsza interpretacja przebiegów $S(\theta)$. Drugi to fakt, że możliwość pominięcia wpływu wektora logistycznego w okresie między wymianami elementów układu przepływowego pozwala na obserwację symptomowej krzywej życia w długim okresie czasu, w którym zachodzić może istotna zmiana stanu technicznego. W zakresie składowych harmonicznych wymagałoby to normalizacji wpływu wektora logistycznego. Przykład z rys. 1a wyraźnie wskazuje, że duże skokowe zmiany przy przejściu z jednego cyklu życia do drugiego muszą być widoczne zarówno w przebiegach $\sigma(\theta)$, jak i $\Delta S(\theta)$. Normalizacja jest tu zatem niezbędna, tym bardziej, że jej zastosowanie nie stoi w żadnej sprzeczności ze formułowanymi wyżej założeniami (patrz zależności (7) i (8)). Przykład przedstawiony

na rys. 7 dotyczy tej samej turbiny i punktu pomiarowego, co rys. 1a, lecz odnosi się do pasma tercjowego zawierającego składową podstawową. Jak widać, przebieg $S(\theta)$ po znormalizowaniu wpływu wektora logistycznego nie ujawnia niemal wpływu dwóch przeprowadzonych w objętym analizą okresie remontów kapitalnych.

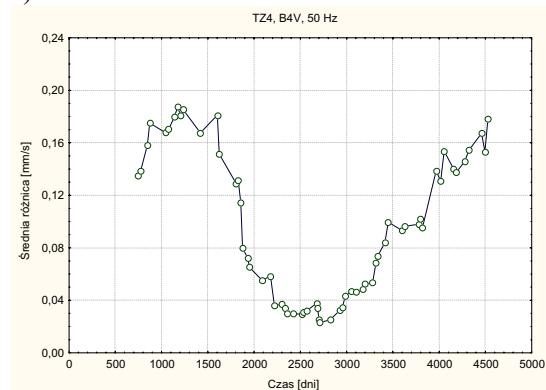
a)



b)



c)



Rys. 7. Przebiegi: a – $S(\theta)$, b – $\sigma(\theta)$, c – $\Delta S(\theta)$; przednie łożysko NP pionowo, tercja 50 Hz, dane z normalizacją wpływu wektora logistycznego

Natomiast w przebiegach $\sigma(\theta)$ i $\Delta S(\theta)$ widoczna jest tendencja wzrostowa przed pierwszym remontem, spadek bezpośrednio po nim i następnie systematyczny wzrost. Drugi remont jest w tych przebiegach niemal niewidoczny, co zapewne pozostaje w związku z zakresem wykonanych prac.

Należy ocenić, że symptomy omawianego tu rodzaju mogą być bardzo cenne przynajmniej z trzech powodów:

- interpretacja przebiegów $S(\theta)$ dla zakresu częstotliwości łopatkowych jest często dość trudna, a tendencja wzrostowa okazuje się niekiedy trudna do wychwycenia (jest to dobrze widoczne np. na rys.4a i 5a);
- zastosowanie w charakterze symptomów przebiegów $\alpha(\theta)$ i $\Delta S(\theta)$ nie wymaga stosowania procedur normalizowania wpływu mocy czynnej; oznacza to, że ewentualne błędy wprowadzane przez te procedury zostają wyeliminowane, nie mówiąc już o uproszczeniu procesu diagnozowania;
- często obserwowane szybkie zmiany wartości S , mające charakter pojedynczych 'skoków', nie wpływają co prawda w znaczącym stopniu na aproksymowaną zależność $S(\theta)$, ale w przypadku prostego porównywania z wartością graniczną mogą być powodem nieuzasadnionych alarmów; w symptomach będących parametrami statystycznymi wpływ takich skoków zostaje złagodzony, co eliminuje tego rodzaju zagrożenie.

LITERATURA

- [1] Orłowski Z.: *Diagnostyka w życiu turbin parowych*. WNT, Warszawa, 2002.
- [2] Łączkowski R.: *Drgania elementów turbin cieplnych*. WNT, Warszawa, 1974.
- [3] Orłowski Z.: *Wibrodiagnostyka turbin parowych*. Prace Instytutu Energetyki, zeszyt 18. Warszawa, 1989.
- [4] Orłowski Z., Gałka T., Pietrzak D.: *Opracowanie modeli amplitudowo-częstotliwościowych turbin TK-120 i K-200*. Opracowanie Instytutu Energetyki (niepublikowane). Warszawa, 1992.
- [5] Cempel C.: *Theory of energy transforming systems and their application in diagnostics of operating systems*. Applied Mathematics and Computer Science, 1993, vol. 3, No. 3, pp. 533-548.
- [6] Cempel C.: *Modele ewolucji systemów*. Problemy Eksploatacji, Nr 3'97 (26), str. 47-70.
- [7] Gałka T.: *Application of energy processor model for diagnostic symptom limit value determination in steam turbines*. Mechanical Systems and Signal Processing, 1999, vol. 13, No. 5, pp. 757-764.
- [8] Gałka T.: *Zastosowanie modelu procesora energii do określania granicznych poziomów drgań turbozespołów parowych*. Energetyka, Nr 1/2000 (547), str. 21-29.
- [9] Gałka T.: *Normalization of Vibration Measurements: Unnecessary Complication or Important Prerequisite?*. Proceedings of the Second International Symposium on Stability

Control of Rotating Machinery ISCORMA-2, Gdańsk, 2003, pp. 722-731.

- [10] Gałka T.: *Evolutional Symptoms in Rotating Machinery Diagnostics*. Proceedings of the International Conference 'Condition Monitoring 2005', King's College, Cambridge, 2005, pp. 255-260.
- [11] *Metodyka wykrywania i lokalizacji uszkodzeń w turbinach*. Praca zbiorowa. Opracowanie Instytutu Energetyki (niepublikowane). Warszawa, 1983-1985.
- [12] Krugiołka C., Gawinowski Z.: *Stan techniczny części przepływowych turbin 200 MW w Elektrowni Pątnów oraz zamierzenia w zakresie ich modernizacji*. Materiały V Sympozjum 'Eksploatacja i Diagnostyka Modernizowanych Bloków Energetycznych', Wisła, 2003, str. 37-44.
- [13] Lampart P., Szymaniak M., Kwizdiński R.: *Investigation of circumferential non-uniformity in a partial admission control stage of a large power turbine*, [w] *Technical, Economic and Environmental Aspects of Combined Cycle Power Plants*, ed. Domachowski Z., Politechnika Gdańska, 2004, str. 261-271.



Dr inż. Tomasz GAŁKA ukończył Wydział Elektroniki Politechniki Warszawskiej. Od 1982 r. jest pracownikiem naukowym Instytutu Energetyki w Warszawie, obecnie kierownikiem Pracowni Diagnostyki Urządzeń Ciepłych Elektrowni. Zajmuje się głównie wibrodiagnostyką turbozespołów energetycznych. Uczestniczył w kilku projektach badawczych z tej dziedziny. Jest autorem lub współautorem ponad 50 publikacji krajowych i zagranicznych. Współzałożyciel Polskiego Towarzystwa Diagnostyki Technicznej, w obecnej kadencji sekretarz Zarządu Głównego.

PORTABLE DIAGNOSTIC SYSTEM FOR THE METRO TRAIN

Leonel F. CASTAÑEDA HEREDIA *, Bogdan ŻÓŁTOWSKI**

*Universidad EAFIT Medellín, Kolumbia, lcasta@eafit.edu.co

**ATR Bydgoszcz, Wydział Mechaniczny, bogzol@mail.atr.bydgoszcz.pl

Summary

In this article it's present the results obtained during the implementation of a portable diagnosis system to the maintenance routines of the passengers vehicles and permanent track of the Metro de Medellín Ltda. Company, that allowed to evaluate the aspects as: safety, comfort and technical condition of the track-vehicle interphase.

The reports given in of this evaluation allowed to identify and to arrange the track sections according to its technical condition, associating in this way the track condition parameters and the vehicle with the estimators associated to the passengers vehicles dynamics.

Key words: diagnostic system, technical condition, safety, comfort, dynamic state.

PRZENOŚNY SYSTEM DIAGNOSTYCZNY POCIĄGÓW METRA

Streszczenie

W pracy przedstawiono wyniki badań prowadzące do konstrukcji przenośnego urządzenia diagnostycznego dla potrzeb utrzymania zdolności pociągów Metra w Medellín – Kolumbia. Badania obejmują zagadnienia z zakresu bezpieczeństwa jazdy, komfortu i zmian stanu na granicy tor - pojazd.

Słowa kluczowe: system diagnostyczny, stan techniczny, bezpieczeństwo, komfort, stan dynamiczny.

1. INTRODUCTION

In the internacional field standards exists for the rail road, which determine the procedures and tests that must be realized to evaluate the different railway components. The Metro de Medellín company and the investigation group GEMI (Group of Studies in industrial Maintenance) of the EAFIT University with COLCIENCIAS's support they realized a study of the passengers vehicles dynamical behavior taking as a base the UIC 518 international norm (International Union Of Railways), with the goal to check the current operation condition of the railway system.

This internacional norm contains all the indications to realize the railway rolling stock tests from the point of view of its dynamical behaviour, with the goal of evaluate the safety aspects, track fatigue and the running onditions (stability, comfort, etc.).

It establishes besides, the measurement conditions of the track condition parameters in the different test zones (tangent and small and large radius curves) such as horizontal and vertical alignment, cant insufficiency, and other ones.

Additional it was considered operation variables as the speed passengers vehicle. The measurement points, the automatic and data stadistics processing conditions, the quantities measured

evaluation with its respective limits values were fixed according to the norm.

2. PORTABLE DIAGNOSTIC SYSTEM

To fulfill with the requirements that the norm demands, a Portable Diagnostic System is developed (see fig. 1) for the track-vehicle interphase of the Metro de Medellín system.



Fig. 1. Executors of project Portable Diagnostic System

The Portable Diagnostic System (SPD) is constituted by modules that allow to evaluate the safety aspects, comfort and track-vehicle interphase state condition (fig. 2), besides it offers

recommendations to determine the following diagnosis term.

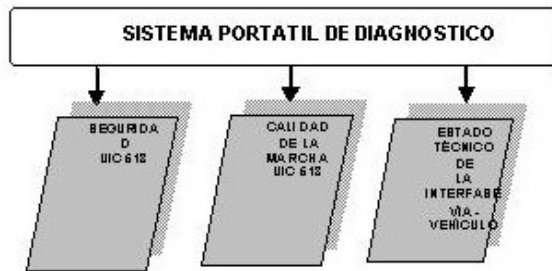


Fig. 2. Portable diagnostic system - SPD

The portable diagnostic system (SPD) have an equipment of the HBM company named MGCplus that acquire and include physical variables as forces and accelerations, which ones are acquired in the railroad different typical points by means of force transducers, unidirectional and triaxials accelerometers. The sampling frequency of the system is equal to 400Hz. The hardware is configured through a specialized software for this application type, which allows to configure the capture parameters, register and data processing, as well as to recalibrate instruments, to store measurements, to processing data (signals filtered and window) and to draw the results. In the figure 3 appears the acquisition system SPD configuration, is observed the forces and accelerations transducers, the data processor and the computer to realize the respective configuration from the software.

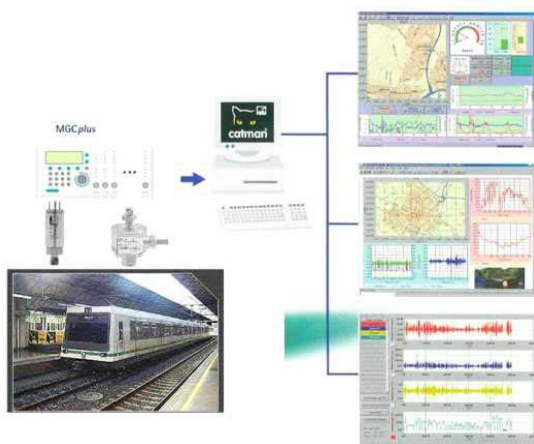


Fig. 3. Adquisition system of the SPD

In the fig. 4 a force signal measured in the motor vehicle axle top appears. This signal allows to calculate the lateral forces sumatory that are generated in the vehicle along the track which are necessary for the safety evaluation.

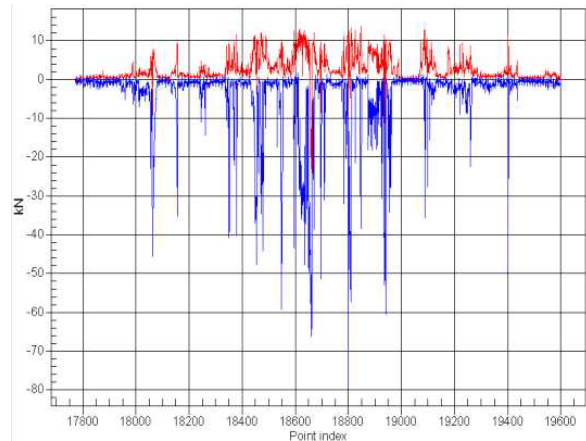


Fig. 4. Force signals measured in passengers vehicle

In the fig. 5 an acceleration signal appears, which is measured in the vehicle box front part during a test route, this sign allows to the SPD to create the necessary estimators to evaluate the running quality or the comfort in the passengers vehicle.

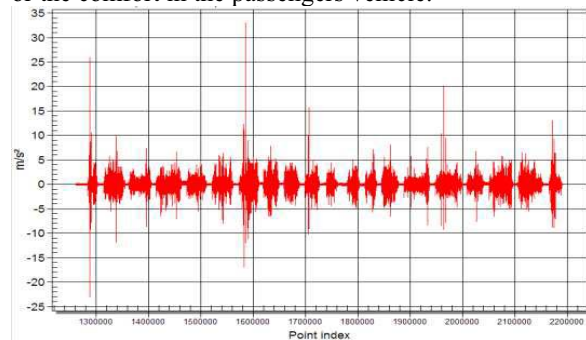


Fig. 5. Acceleration signal measured in passengers vehicle

The difference force and acceleration sensors are located in the vehicle load points following the norm guidelines, for this were made devices that allowed the sensors installation, without affecting the vehicles normal operation in the moment of the tests.

The fig. 6 illustrates the axle top where the force and acceleration transducers are installed under the UIC 518 norm criteria.

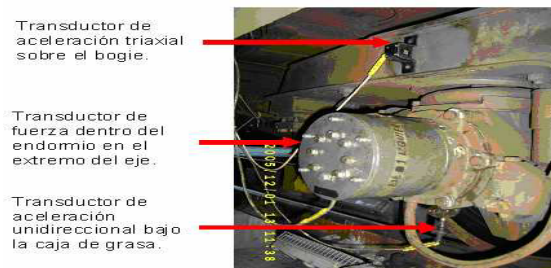


Fig. 6. Transducers installation in the passengers vehicle axle top

The UIC 518 norm establishes two test methods to evaluate the railway systems rolling stock conditions; simplified and normal method., this last was the implemented one Sistema Metro.

The system SPD registers the operation speed and generates the train position vector in the track, indispensable data to determine the sections length and location (the levels or railway geographical) that expires with the norm. requirements.

The coordinates system used is the proposed one in the UIC norm. The axle X becomes positive in the running direction; the Z axle becomes positive vertically up and the Y axle is orthogonal to the other two, it means in transverse direction (fig. 7).

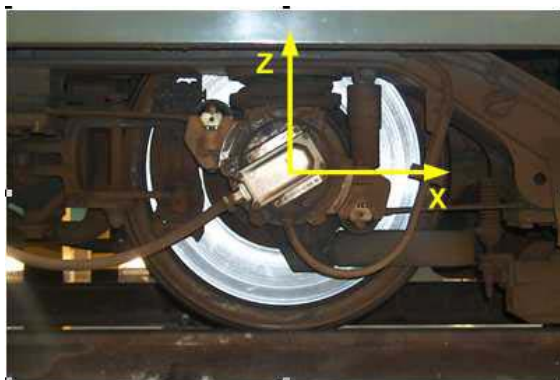


Fig. 7. Coordinates system of according to the UIC 518 norm

To implement the norm, it became necessary to recognize the different sections in tangent tracks, small and large radius curves, which were checked according to the norm requirements in what concerning lengths, contact geometry (cant, alignment, equivalent conicity, etc.) and operation speeds; giving as a result the zones test with its respective speeds and radius, as the fig. 8 illustrates.

The cant track insufficiency (see fig. 9) is reflected in the evaluation reports of the curves in the vehicles tests.

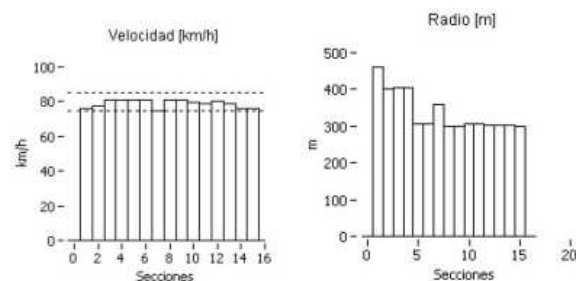


Fig. 8. Track sections according to speed and radius curves

The cant insufficiency in the curves is defined as the balance between the theoretical cant (design) and the real cant according to the relation:

$$P_{real} = P_{design} - P_{insufficiency} \quad (1)$$

$$P_{insufficiency} = 2 D_{contact} * a_y / g$$

$$P_{insufficiency} = \text{Insufficiency cant}$$

$$R_{contact} = \text{Wheel contact radius}$$

$$g = \text{Gravity constant.}$$

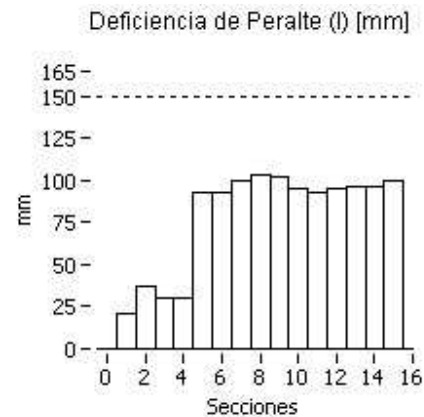


Fig. 9. Insufficiency of cant of the road

In the figures 10 and 11 appear the different recommended values in the norm as for the cant insufficiency and alignment that must fulfill the tests zones.

Categoría de tren	Velocidad (km/h)	l _{adm} (mm)
Ia - Trenes de carga (diseño convencional)	$V \leq 120$	130
Ib - Trenes de carga (diseño apropiado)	$120 < V \leq 140$	130
Ic - Trenes de carga (diseño apropiado) también permitiendo el uso de rutas de trenes de pasajeros	$140 < V \leq 160$	150
II - Trenes de pasajeros (diseño convencional)	$V \leq 230^a$	150
III - Múltiples unidades sin inclinación y carros de riel con diseño especial (ej. centro de gravedad bajo, cargas axiales mas bajas)	Líneas de 0 < V ≤ 160	165
	Líneas de 160 < V ≤ 230	150
	Líneas de 200 < V ≤ 250	150
	Líneas de 250 < V ≤ 300	130 ^b
IV - Trenes/ Vehículos inclinados	$0 < V \leq 300$	c

Fig.10. Permissible values of cant insufficiency for railroad type

In order to obtain homogeneous data in the different test zones, the norm suggests to classify the track state condition, for this indicators associated with the standard deviation of the vertical and horizontal track alignment are in use (see fig. 11).

Desviación Estándar: Alineamiento Lateral	QN1 (mm)	QN2 (mm)
$V \leq 80 \text{ km/h}$	1.5	1.8
$80 < V \leq 120 \text{ km/h}$	1.2	1.5
$120 < V \leq 160 \text{ km/h}$	1	1.3
$160 < V \leq 200 \text{ km/h}$	0.8	1.1
$200 < V \leq 300 \text{ km/h}$	0.7	1

Desviación Estándar: Alineamiento Vertical	QN1 (mm)	QN2 (mm)
$V \leq 80 \text{ km/h}$	2.3	2.6
$80 < V \leq 120 \text{ km/h}$	1.8	2.1
$120 < V \leq 160 \text{ km/h}$	1.4	1.7
$160 < V \leq 200 \text{ km/h}$	1.2	1.5
$200 < V \leq 300 \text{ km/h}$	1	1.3

Fig. 11. QN1 and QN2 indicators of the track alignment state, according to the UIC 518 norm.

The lateral and vertical alignment recorded in the SPD reports is obtained of the machine records that realizes the alignment activities in the permanent track of the system Metro.

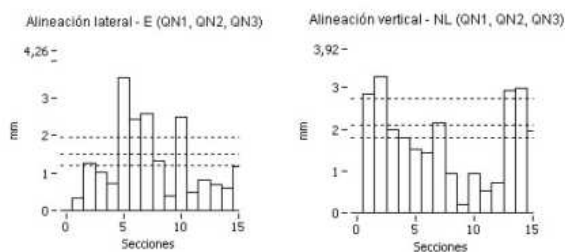


Fig. 12. Track alignment, for the sections where the UIC norm is implemented

For normal approval purpose of the vehicles, the geometric quality is based on the track maintenance criteria, represented in two quality levels:

QN1 – It refers to the value that needs observation of the track condition or measurements acquired as a part of the maintenance actions usually planned.

QN2 – It refers to the value for which is require short term maintenance actions.

The Metro de Medellín system applies for the values that corresponds to minor or equal speeds to 80 km/h.

For the evaluation of the safety aspects, running behaviour and track fatigue, it's calculated a serial estimators from the and acceleration forces measurements previously described. For the different tests zones, there is defined a maximum value estimated, which represents the railway system state condition once it is compared with its respective limit value. It's as follows:

$$\hat{x}_{\max} = \bar{x} + k \cdot s \quad (2)$$

where:

$\bar{x}$: arithmetical average,

s: standard deviation,

k: confidence level factor selected, like that:

k = 3 for the safety aspect.

k=2.2 for the track fatigue and the running behavior

k = 0 for quasi-static quantities.

In the evaluation reports of the Portable System of Diagnosis one finds a value named coefficient λ , which is the relation between the limit value and the maximum estimated value, according to the following relation:

$$\lambda = \min \left(\frac{\text{Limit Value}}{\text{Maximum Estimated Value}} \right) \quad (3)$$

In the fig. 13 is shown an example about the measured values in the small curves test zones, in this figure are observed the different defined variables in the previous paragraphs.

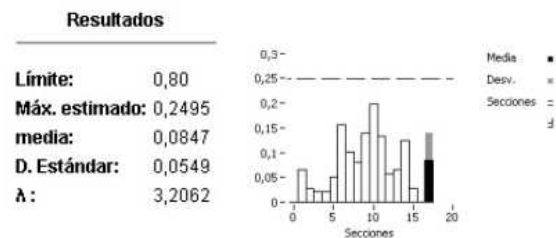


Fig. 13. Reports presentation

3. RESULTS OF THE PORTABLE SYSTEM OF DIAGNOSIS – SPD IMPLEMENTATION

Next the results obtained of the UIC 518 norm implementation in the passengers vehicles fleet of the Metro de Medellín are shown, using a sample of eighteen vehicles.

In the fig. 14, is observed the RMS maximum value estimated of the guide forces sumatory obtained in the different passengers vehicles. It is possible to deduce that this estimator is changeable in the different vehicles, because of the condition of the track-vehicle interphase properties, such as: thickness and wheel flange height and diameters differences in the same unit and others.

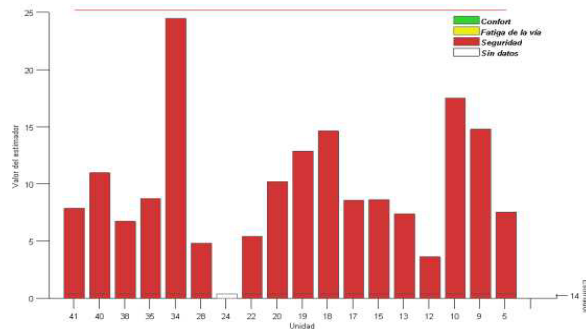


Fig. 14. Safety results compared with UIC 518 norm criteria

In the fig. 15 and 16 the different needed estimators in a three-dimensional way are shown to evaluate the comfort in the passengers' vehicles and the track fatigue. The surface that is over the values, represents the limit value established by the norm. In the same way due to the vehicles exploitation record, it shows different results.

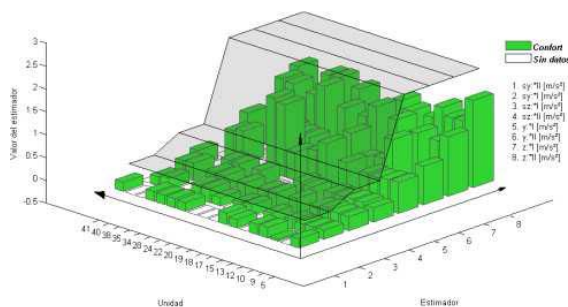


Fig. 15. Comfort results compared with UIC 518 norm criteria

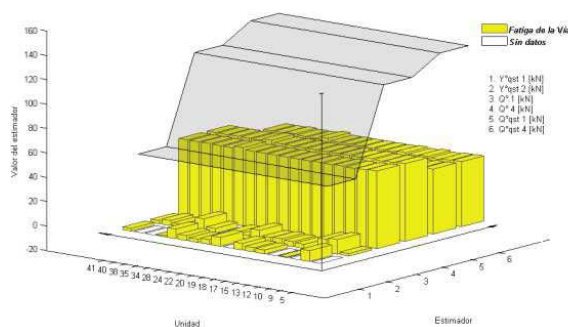


Fig. 16. Fatigue results compared with UIC 518 norm criteria

In the final investigation report analyses, all the estimators concerning to the safety, comfort and fatigue evaluation for passengers vehicle are grouped, as the fig. 17 shows.

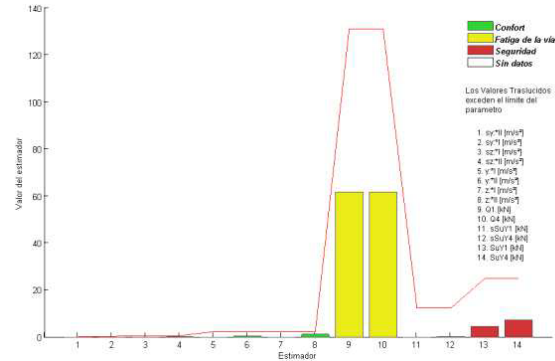


Fig. 17. Grouped results compared with UIC 518 norm criteria

4. CONCLUSIONS

1. The implementation of UIC 518 international norm in the passengers vehicles took place in real exploitation conditions of Metro trains. The innovation of these norms are principally associated with rolling elements and special conditions of measurement.
2. The sections associated with the norm evaluation, will allow to establish new political maintenance based on the technical condition of the track-vehicle interphase.
3. The results of investigations allow to the Metro company the improvement of safety, comfort and quality service during exploitation.
4. The information recorded in the final investigation report, is the way to define new challenges in the maintenance of technical complex systems.
5. This type of investigation aims the academic and industrial development in our country.

ACKNOWLEDGEMENTS

Specials acknowledgements to the institutions that participated in the fulfilment of the proposed goals in the research "Portable Diagnostic System (SPD)" to allow the implementation of the UIC 518 norm of the International Union of Railways:

- COLCIENCIAS
- The Metro de Medellín
- EAFIT University.

BIBLIOGRAFY

- [1] Norma UIC 518: *Testing and approval of rail-way vehicles from the point of view of their dynamic behaviour - safety-track fatigue - ride quality*, UIC code, 2003.
- [2] Cempel C.: *Multi-dimensional condition monitoring of mechanical systems in operation*. Mechanical Systems and Signal Processing, Poznan University of Technology, 2003.
- [3] International Heavy Haul Association, *Guidelines to Best Practices for Heavy Haul Railway Operations: Wheel and Rail Interface Issues*, Virginia Beach, Va., May 2001.

Leonel F. CASTAÑEDA HEREDIA, Departamento de Ingeniería Mecánica - Universidad EAFIT, Carrera 49 No. 7 Sur – 50, Bloque 3, oficina 314, tel. (4) 2619500 exts. 368 y 521 Medellín – Colombia, e-mail: lcasta@eafit.edu.co

Bogdan ŻÓŁTOWSKI, Department of Mechanical Engineering, University of Technology and Agriculture, Bydgoszcz, Poland, e-mail: bogzol@atr.bydgoszcz.pl.

POTENCJAŁOWE WSKAŹNIKI NIEZAWODNOŚCI PRZESYŁU ZBIORU KOMUNIKATÓW

Marcin BEDNAREK*, Lesław BĘDKOWSKI**, Tadeusz DĄBROWSKI**

*Katedra Informatyki i Automatyki, Wydział Elektrotechniki i Informatyki
Politechnika Rzeszowska, ul. W. Pola 2, 35-959 Rzeszów, fax (17) 854-29-10, e-mail: bednarek@prz.rzeszow.pl

**Instytut Systemów Elektronicznych, Wydział Elektroniki
Wojskowa Akademia Techniczna, ul. S. Kaliskiego 2, 00-908 Warszawa, fax (22) 683-91-25,
e-mail: lbedkowski@wel.wat.edu.pl, tdabrowski@wel.wat.edu.pl

Streszczenie

Przedstawiono zagadnienia związane z potencjałowo-efektowym ujęciem eksploatacji układu komunikacji. Podano potencjałowe kryterium zdatności zadaniowej układu komunikacji. Zaproponowano wskaźniki wykonania zadań. Wyznaczono charakterystyki granicznego potencjału dysponowanego w funkcji efektu zamówionego i liczby sesji transmisyjnych.

Słowa kluczowe: układ komunikacji, zdatność zadaniowa, wskaźniki realizacji zadań.

THE POTENTIAL RELIABILITY INDICATORS OF MESSAGES SET TRANSMISSION

Summary

The questions related to a potential-effect approach of the operation of a communication system are discussed in the article. The task fitness potential criterion of the communication system is given. The task execution coefficients are proposed. The characteristics of the border disposed potential in a function of the ordered effect and the quantity of transmission sessions are calculated.

Keywords: communication system, potential approach, task execution indicators.

1. WPROWADZENIE

Rozważany w artykule układ komunikacji realizujący przesył zbioru komunikatów można traktować jako obiekt wielozadaniowy (przesył zbioru n komunikatów cząstkowych), jednorowowy, realizujący sekwencyjnie zadania cząstkowe (komunikaty cząstkowe) [3]. W potencjałowo-efektowym ujęciu zadanie cząstkowe traktowane jest jako efekt lub potencjał cząstkowy, zadanie globalne (zbiór komunikatów) – jako efekt lub potencjał globalny. Są to przedziałowe miary skutków eksploatacyjnych (efekt) i możliwości systemu (potencjał) [4]. Na układ komunikacji działają średniozmiennie procesy destrukcyjne. Nie można przerwać tych procesów w trakcie rozwoju, ale ich skutki są wykrywane podczas diagnozowania efektu cząstkowego (komunikatu). Przesłany poprawnie linią transmisyjną komunikat cząstkowy jest zapamiętywany przez zasobnik dokonujący syntezy komunikatu globalnego. Wspomniana funkcja elementu zbierającego efekt oraz rezerwa czasowa (zapas czasu) jakim dysponuje układ, pozwala na uzupełnienie (zastąpienie) uszkodzonych komunikatów poprzez powtórkową transmisję, aż do uzyskania niezbędnego efektu globalnego (tzn. przesłania wszystkich zamówionych komunikatów cząstkowych) [1, 2, 5, 6].

Dla tak scharakteryzowanego układu komunikacji można podać potencjałowe kryterium zdatności (warunek konieczny zdatności zadaniowej systemu):

$$F_{P\ u\z\ dys} \geq F_{P\ u\z\ nzb} + F_{P\ u\z\ nad} \quad (1)$$

gdzie:

- $F_{P\ u\z\ dys}$ - użytkowy potencjał **dysponowany** wyrażony liczbą $n_{u\z\ dys}$ zadań cząstkowych, które **można** wykonać w wymaganym czasie;
- $F_{P\ u\z\ nzb}$ - niezbędny potencjał użytkowy wyrażony liczbą n zadań cząstkowych, **zamówionych** przez odbiorcę efektu;
- $F_{P\ u\z\ nad}$ - nadmiar (zapas) potencjału użytkowego, **niezbędny** dla odtworzenia zniszczonego efektu (uszkodzonych komunikatów cząstkowych) wyrażony dodatkową liczbą zadań cząstkowych n' (komunikatów).

Należy zauważyć, że w celu spełnienia potencjałowego kryterium zdatności zadaniowej (1) potencjał graniczny (2), którym należy dysponować dla zrealizowania zadania globalnego, powinien być równy sumie efektu (a tym samym i potencjału) zamówionego przez odbiorcę oraz nadmiaru (zapasu) potencjału rekompensującego działanie procesów destrukcyjnych, niszczących część zadań cząstkowych:

$$F_{P \text{ uż dys gr}} = F_{P \text{ uż nzb}} + F_{P \text{ uż nad}} \quad (2)$$

gdzie:

$F_{P \text{ uż dys gr}}$ - wartość graniczna użytkowego potencjału dysponowanego, przy której możliwe jest jeszcze zrealizowanie wymaganego zadania globalnego tj. uzyskanie wymaganego efektu.

Uzupełnianie niszczonego efektu następuje w trakcie kolejnych sesji przesyłu komunikatów, do chwili uzyskania efektu niezbędnego (zamówionego). Z punktu widzenia realizacji zadania globalnego (efektu globalnego) ważnymi potencjałowymi miarami - wskaźnikami są:

- potencjałowy wskaźnik aktywności systemu przeciwdestrukcyjnego (p. 2);
- nakład granicznego (minimalnego) potencjału dysponowanego wyrażony przyrostem minimalnej liczby zadań wykonywanych n_{wyk} ;
- nakład potencjału niezbędnego (zamówionego) wyrażony przyrostem minimalnej liczby zadań zrealizowanych $n_{\text{zre min}}$;
- liczba sesji realizacji zadań częściowych niezbędna dla zrealizowania zadania globalnego.

2. POTENCJAŁOWY WSKAŹNIK AKTYWNOŚCI SYSTEMU PRZECIWDESTRUKCYJNEGO

Wartość potencjałowego wskaźnika aktywności systemu przeciwdestrukcyjnego można określić jako iloraz wartości potencjału niezbędnego i granicznego potencjału dysponowanego (2) (tj. minimalnej wartości potencjału, którą należy dysponować aby spełnić warunek (1)). Przedstawia to zależność (3):

$$\eta = \frac{F_{P \text{ uż nzb}}}{F_{P \text{ uż dys gr}}} \quad (3)$$

Wyrażając (3) przy pomocy liczby zadań częściowych wskaźnik ten przyjmuje postać [2, 4]:

$$\eta = \frac{n}{N} \quad (4)$$

przy czym:

$$N = n + n' \quad (5)$$

gdzie:

- N - liczba wszystkich realizowanych zadań częściowych - zamówionych oraz dodatkowo realizowanych;
- n' - dodatkowa liczba realizowanych zadań częściowych;
- n - liczba zamówionych przez odbiorcę efektu zadań częściowych.

Zgodnie z przyjętym w p.1 założeniem dotyczącym sekwencyjności i jednorodności układu komunikacji realizującego przesył komunikatów częściowych, zniszczone (błędnie przesłane) komunikaty powinny być powtórzone (odtworzone) w trakcie kolejnych sesji (w ramach

dysponowanego zapasu czasu). Schemat realizacji zadań w kolejnych sesjach przedstawiono w tab. 1.

Podstawiając za liczbę wszystkich realizowanych zadań liczby zadań wykonywanych w kolejnych sesjach:

$$\begin{aligned} N &= n_1 + n_2 + n_3 + \dots + n_s = \\ &= n_1 + n_{1 \text{ nre}} + n_2 + n_{2 \text{ nre}} + \dots + n_{(s-1) \text{ nre}} \end{aligned} \quad (6)$$

Tab. 1. Liczby zadań w kolejnych sesjach

Nr sesji	Liczba realizowanych zadań
1	$n_1 = n$
2	$n_2 = n_{1 \text{ nre}}$
3	$n_3 = n_{2 \text{ nre}}$
...	...
s	$n_s = n_{(s-1) \text{ nre}}$

Oznaczenia:

$n_1, n_2, n_3, \dots, n_s$ - liczba zadań uruchamianych w kolejnych sesjach; $n_{s \text{ nre}}$ - liczba niezrealizowanych zadań w sesji s

można obliczyć wartość potencjałowego wskaźnika aktywności systemu przeciwdestrukcyjnego, która pozwala wnioskować o stopniu agresywności czynników destrukcyjnych wpływających na układ komunikacji.

3. CHARAKTERYSTYKA SPOSOBU WYZNACZANIA DODATKOWYCH WSKAŹNIKÓW PRZESYŁU KOMUNIKATÓW

W celu oszacowania nakładu granicznego potencjału dysponowanego (wyrażonego przyrostem minimalnej liczby zadań wykonywanych n_{wyk}) oraz nakładu potencjału niezbędnego (wyrażonego przyrostem minimalnej liczby zadań zrealizowanych $n_{\text{zre min}}$) należy przyjąć pewne założenia modelu przesyłu komunikatów. Liczba zrealizowanych (oznaczona jako $N_{s \text{ zre}}$) lub niezrealizowanych (oznaczona jako $N_{s \text{ nre}}$) zadań częściowych w ciągu jednej sesji roboczej s jest zmienną losową. Czasy realizacji każdego z zadań częściowych są identyczne i stałe. Podobnie identyczne i stałe są wartości prawdopodobieństw zrealizowania każdego z zadań częściowych (tj. nieuszkodzalność pojedynczego komunikatu): $R_{e1} = R_{e2} = \dots = R_{en} = R_e$. Z liczby n' zadań wymagających zrealizowania, w każdej sesji zostanie zrealizowanych $n_{s \text{ zre}}$ zadań z prawdopodobieństwem p (wymagany rząd kwantyla). W oparciu o odpowiednie kwantyle można oszacować wartości wskaźników realizacji zadań, czyli liczby zrealizowanych lub niezrealizowanych zadań w każdej sesji oraz liczbę sesji.

Aby wyznaczyć maksymalną liczbę niezrealizowanych zadań w sesji s należy dla zmiennej losowej $N_{s \text{ nre}}$ wyznaczyć kwantyl $n_{s \text{ nre max}}$ rzędu p .

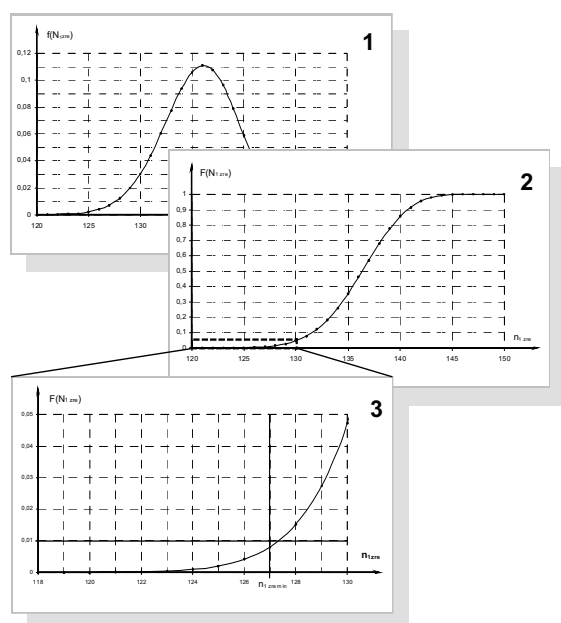
Kwantylem rzędu p zmiennej losowej dyskretnej $N_{s\ zre}$ nazwijmy liczbę $n_{s\ zre\ max}$, dla której dystrybucja rozkładu (szczegółowe informacje m.in. dotyczące przyjętego rozkładu prawdopodobieństwa można znaleźć w [2]) – w tym przypadku – spełnia warunek:

$$F(n_{s\ zre\ max}) \geq p > F(n_{s\ zre\ max} - 1) \quad (7)$$

Podobnie wyznacza się rozkład zmiennej losowej $N_{s\ zre}$ oraz kwantyl rzędu $(1-p)$ zmiennej losowej dyskretnej $N_{s\ zre}$ - liczbę $n_{s\ zre\ min}$, dla której spełniony jest warunek:

$$P(N_{s\ zre} \leq n_{s\ zre\ min}) \leq 1 - p < P(N_{s\ zre} > n_{s\ zre\ min}) \quad (8)$$

Rys. 1. przedstawia graficzną interpretację ww. rozważań (1- rozkład prawdopodobieństwa zmiennej losowej $N_{s\ zre}$, 2 – dystrybucja zmiennej losowej $N_{s\ zre}$, 3 – powiększony fragment z zaznaczonym kwantylem). Obliczając odpowiednie kwantyle, można oszacować wartości potencjałowych wskaźników realizacji zadań dla każdej (kolejnej) sesji. Jako liczba zadań do wykonania w kolejnej sesji przyjmowana jest liczba zadań niezrealizowanych w sesji poprzedniej.



Rys. 1. Wyznaczanie kwantyla określonego rzędu

4. TENDENCJA ZMIAN I ZALEŻNOŚCI POMIĘDZY WARTOŚCIAMI POTENCJAŁÓW

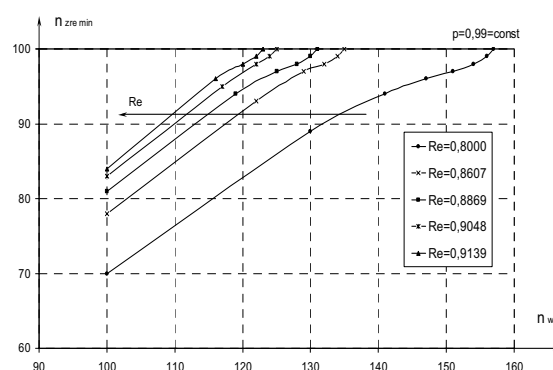
W celu zobrazowania tendencji zmian przyrostu minimalnej liczby zadań zrealizowanych (przyrost niezbędnego potencjału) w funkcji przyrostu zadań wykonywanych (przyrostu potencjału dysponowanego) oraz w funkcji liczby sesji, zamieszczono rodziny charakterystyk zilustrowane na rys. 2÷5.

Przedstawione poniżej przykładowe przebiegi charakterystyk zostały wyznaczone dla: zadania

globalnego o objętości $n=100$, kilku wartości niezawodności pojedynczego komunikatu (rys. 2 i 3) przy stałej wartości rzędu kwantyla (niezawodności zbioru komunikatów); kilku wartości niezawodności zbioru komunikatów (rys. 4 i 5) przy stałej wartości niezawodności pojedynczego komunikatu; dwumianowego rozkładu prawdopodobieństwa zmiennej losowej $N_{s\ zre}$ oraz założeniu, że realizacja częściowego zadania (efektu, komunikatu) odbywa się podczas jednej umownej jednostki czasu. Rodziny charakterystyk podzielono na 4 typy:

Typ 1

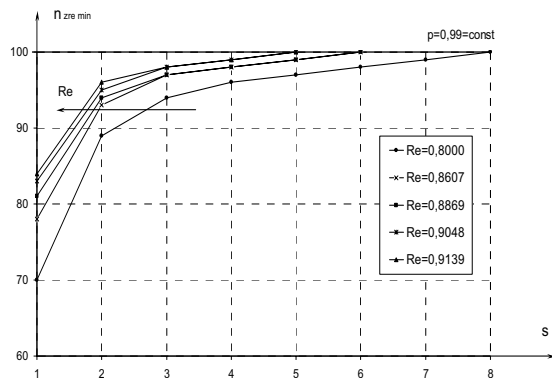
Zależność $n_{zre\ min} = f(n_{wyk})$ została wyznaczona przy założonym stałym prawdopodobieństwie $p=0,99$ zrealizowania pewnej liczby zadań częściowych spośród wykonywanych (założony rząd kwantyla). Każda wyznaczona krzywa odpowiada innemu prawdopodobieństwu zrealizowania pojedynczego zadania-komunikatu R_e . Grot strzałki oznaczonej symbolem „ R_e ” wskazuje kierunek wzrostu R_e dla wyznaczonych przebiegów (rys. 2).



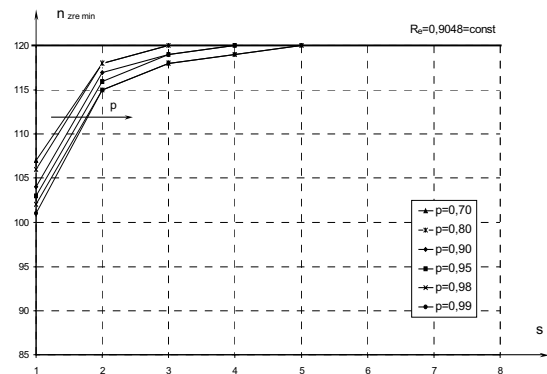
Rys. 2. Rodzina charakterystyk $n_{zre\ min} = f(n_{wyk})$ – typ 1

Typ 2

Zależność $n_{zre\ min} = f(s)$ została wyznaczona przy założeniu parametrów R_e jw. i $p=0,99=const$. Każda wyznaczona krzywa odpowiada innemu prawdopodobieństwu zrealizowania pojedynczego zadania-komunikatu R_e . Na osi odciętych w tej grupie zaznaczono kolejne numery sesji, tj. podstawowej i dodatkowych, w których następuje przesył niezrealizowanych komunikatów z sesji poprzedniej (rys. 3).



Rys. 3. Rodzina charakterystyk
 $n_{zre\ min}=f(s)$ – typ 2



Rys. 5. Rodzina charakterystyk
 $n_{zre\ min}=f(s)$ – typ 4

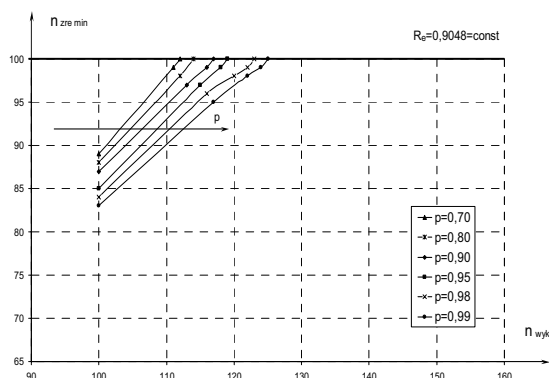
5. WNIOSKI

Wprowadzony potencjałowy wskaźnik aktywności systemu przeciwdestrukcyjnego pozwala na określenie stopnia agresywności czynników destrukcyjnych działających na układ komunikacji.

Na podstawie przedstawionych rodzin charakterystyk potencjałowych wskaźników realizacji zadań cząstkowych można sformułować następujące spostrzeżenia:

- charakterystyczne wygięcie przebiegu krzywych $n_{zre\ min} = f(n_{wyk})$ w części przebiegu bliskiej liczbie zadań do zrealizowania n , wynika z przyjmowania przez zmienną losową dyskretnych wartości; nie ma możliwości zrealizowania części zadania cząstkowego;
- ze względu na skokowy charakter zmiennej losowej wspomniane wygięcie charakterystyk jest konsekwencją wyboru ostrzejszych ograniczeń dla realizacji zadań cząstkowych w kolejnych sesjach;
- zaostrzenie warunków (ograniczeń) jest związane z przyjęciem większej wartości parametru p (rys. 2 i 3);
- przyjęcie w kolejnej sesji innych wartości prawdopodobieństwa powoduje przejście przebiegu na sąsiednią charakterystykę; kierunek przejścia sugerują strzałki pokazujących tendencję zmian wartości parametrów na rysunkach;
- założenie niskiego „progu ufności” zrealizowania zadania - cząstkowego efektu ($p = 0,70$) oraz jednocześnie wysokiej nieuszkodzalności komunikatu ($R_e = 0,9139$) może być mało realne ze względu na wymagania dotyczące pewności dostarczenia danych; osiągnięcie niezbędnej liczby zadań cząstkowych jest realizowane przez niewielką liczbę wykonywanych zadań i sesji;
- wyznaczenie charakterystyk $n_{zre\ min} = f(n_{wyk})$ jest wskazane dla szacowania czasów wykonania zadań globalnych w obiektach

Typ 3
Stałym parametrem dla rodziny charakterystyk $n_{zre\ min} = f(n_{wyk})$ jest wymagany rząd kwantyla p . Kierunek wzrostu p zaznaczono strzałką opisaną „ p ”. Wartość prawdopodobieństwa zrealizowania pojedynczego komunikatu $R_e = 0,9048 = const$ (rys. 4).



Rys. 4. Rodzina charakterystyk
 $n_{zre\ min}=f(n_{wyk})$ – typ 3

Typ 4
Rodzina zależności $n_{zre\ min} = f(s)$ została wykreślona przy założeniach analogicznych jak w typie 3. Podobnie jak w typie 2. - na osi poziomej odłożono numery kolejnych sesji (pierwszej oraz „powtórkowych” – rys. 5).

sekwencyjnych (przyjęty przypadek). Wykreślenie charakterystyk $n_{zre\ min} = f(s)$ wpływa na zaplanowanie działań systemu dozoru-terapeutycznego układu komunikacji, który steruje liczbą powtórzeń sesji.

LITERATURA

- [1] Bednarek M., Będkowski L., Dąbrowski T.: Wieloprosesowe ujęcie eksploatacji układu komunikacji. Diagnostyka, nr 34/2005, str. 31-36.
- [2] Bednarek M., Będkowski L., Dąbrowski T.: Wybrane wskaźniki realizacji zadań globalnych złożonych z komunikatów cząstkowych. Materiały XXXIII Ogólnopolskiego Sympozjum „Diagnostyka Maszyn”. Węgierska Górka, 06.-11.03.2006.
- [2] Bednarek M.: Diagnostyka programowalnych systemów wielofunkcyjnych. WAT, Warszawa 2005.
- [3] Bednarek M., Będkowski L., Dąbrowski T.: Dozorowanie układu komunikacji w ujęciu potencjałowym. Diagnostyka, nr 33/2005, str. 13-18.
- [4] Dąbrowski T.: Diagnostowanie systemów antropotechnicznych w ujęciu potencjałowo-efektowym. WAT, Warszawa 2001.
- [5] Będkowski L., Dąbrowski T., Bednarek M.: Układ komunikacji jako obiekt wielozadaniowy typu sieć - w ujęciu potencjałowym. Materiały XXXIV Zimowej Szkoły Niezawodności. Szczyrk, 9-14.01.2006, str. 31-40.
- [6] Bednarek M., Będkowski L., Dąbrowski T.: Charakterystyka układu komunikacji jako wielozadaniowego obiektu diagnozowania. Materiały XXXIII Sympozjum „Diagnostyka Maszyn”. Węgierska Górka, 06.-11.03.2006.



Dr hab. inż. Tadeusz DĄBROWSKI jest zatrudniony na stanowisku profesora nadzwyczajnego i pełni funkcję dyrektora Instytutu Systemów Elektronicznych Wydziału Elektroniki WAT. Zainteresowania naukowe koncentruje w obszarze teorii eksploatacji – głównie na diagnostyce technicznej. Do ważniejszych zagadnień, którymi się zajmował i/lub zajmuje należą: diagnostyka systemów antropotechnicznych (w aspekcie użytkowym i bezpieczeństwa); optymalizacja procesów diagnostyczno-obsługowych; komputerowe wspomaganie procesu diagnostyczno-obsługowego.



Dr inż. Marcin BEDNAREK jest absolwentem Wydziału Elektrycznego Politechniki Rzeszowskiej. Stopień doktora nauk technicznych uzyskał na Wydziale Elektroniki Wojskowej Akademii Technicznej. Pracuje na stanowisku adiunkta w Katedrze Informatyki i Automatyki Wydziału Elektrotechniki i Informatyki Politechniki Rzeszowskiej. Głównym obszarem jego zainteresowań jest diagnostyka systemów, komunikacja w sieciach komputerowych oraz wizualizacja procesów.



Prof. dr hab. inż. Lesław BĘDKOWSKI jest nauczycielem akademickim na Wydziale Elektroniki Wojskowej Akademii Technicznej w Warszawie. Zainteresowania naukowe skupiają się głównie wokół następujących problemów: teoria diagnostyki technicznej, optymalizacja procedur diagnostycznych, diagnostyka systemów antropotechnicznych, diagnostyka w ujęciu potencjałowo-efektowym, teoria użytkowania w ujęciu wieloprosesowym, wielopoziomowe systemy dozoru-terapeutyczne, diagnostyka bezpieczeństwa.

UKŁAD KOMUNIKACJI JAKO OBIEKT DIAGNOZOWANIA W UJĘCIU POTENCJAŁOWO-EFEKTOWYM

Marcin BEDNAREK*, Lesław BĘDKOWSKI**, Tadeusz DĄBROWSKI**

*Katedra Informatyki i Automatyki, Wydział Elektrotechniki i Informatyki
Politechnika Rzeszowska, ul. W. Pola 2, 35-959 Rzeszów, fax (17) 854-29-10, e-mail: bednarek@prz.rzeszow.pl

**Instytut Systemów Elektronicznych, Wydział Elektroniki
Wojskowa Akademia Techniczna, ul. S. Kaliskiego 2, 00-908 Warszawa, fax (22) 683-91-25,
e-mail: lbedkowski@wel.wat.edu.pl, tdabrowski@wel.wat.edu.pl

Streszczenie

Scharakteryzowano potencjałowo-efektowe ujęcie układu komunikacji jako obiektu wielozadaniowego. Przedstawiono klasyfikację zadań globalnych ze względu na formę realizacji, ilość, czas wykonania i sposób gromadzenia efektu cząstkowego. Podano przykłady wykorzystania rezerwy czasowej.

Słowa kluczowe: układ komunikacji, rezerwa czasowa, zadanie globalne.

THE COMMUNICATION SYSTEM AS A DIAGNOSING OBJECT IN THE POTENTIAL-EFFECT APPROACH

Summary

The potential-effect approach to a communication system as a multitask object is briefly characterized. A classification of the global tasks according to a form of realization, quantity, time of execution and a method of partial effect accumulation is presented. The examples of time redundancy utilization are given.

Keywords: communication system, time redundancy, global task.

1. WPROWADZENIE

Obiektem rozważań jest układ komunikacji stanowiący logiczne połączenie urządzeń komunikujących się poprzez sieć komputerową. Urządzeniami tymi mogą być elementy rozproszonego systemu sterowania, np. stacje procesowe (sterowniki obiektowe) i/lub stacje operatorskie, inżynierskie oraz diagnostyczne [1]. Układ komunikacji, realizujący przekazywanie wielu komunikatów pomiędzy stacjami systemu, można traktować jako wielozadaniowy obiekt diagnozowania. Należy przez to rozumieć, że funkcją układu komunikacji jest wykonanie zadania globalnego (polegającego na przesłaniu całościowego komunikatu o określonej objętości i czasie trwania), na które składa się n zadań cząstkowych (polegających na przesłaniu n komunikatów składowych, zawierających np. informacje o wartościach pewnych zmiennych).

W potencjałowo-efektowym ujęciu eksploatacji układu komunikacji, używane są pojęcia efektywności i potencjalności oraz efektu i potencjału [3].

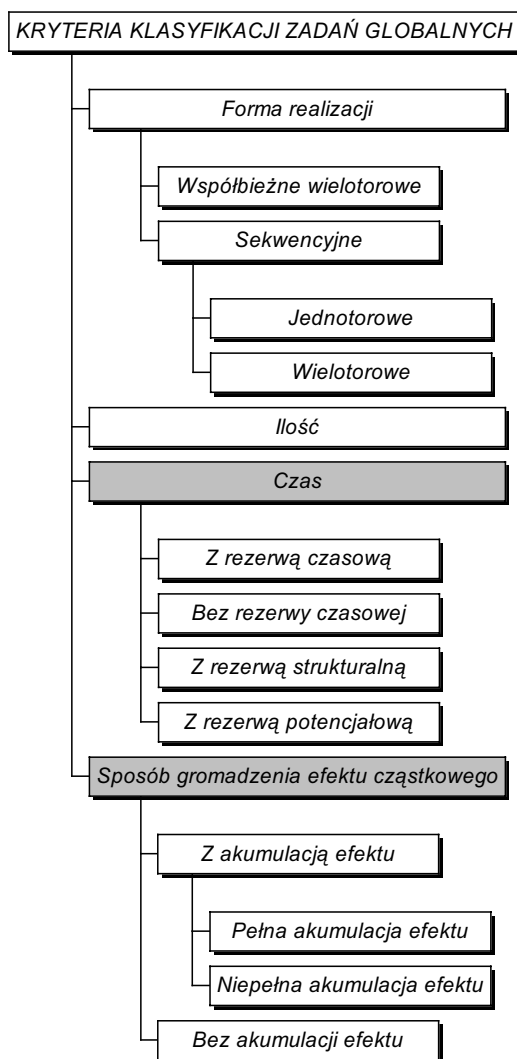
Chwilową miarą **skutku** (wyniku) działania układu jest efektywność (wydajność, intensywność realizacji zadania), natomiast chwilową miarą

możliwości układu – w kontekście realizowanego zadania – jest potencjalność.

Oprócz wielkości wyrażających stan układu (systemu) w określonej chwili, wyróżnia się także wielkości opisujące przedziałowe miary **skutków** eksploatacyjnych i **możliwości** eksploatacyjnych układu komunikacji. Tymi wielkościami są odpowiednio efekt i potencjał. W rozważanym tu przypadku zadania użytkowego polegającego na potrzebie **przesłania** określonej liczby komunikatów cząstkowych (składających się na komunikat globalny) posługujemy się odpowiednio pojęciami potencjału i efektu cząstkowego oraz globalnego.

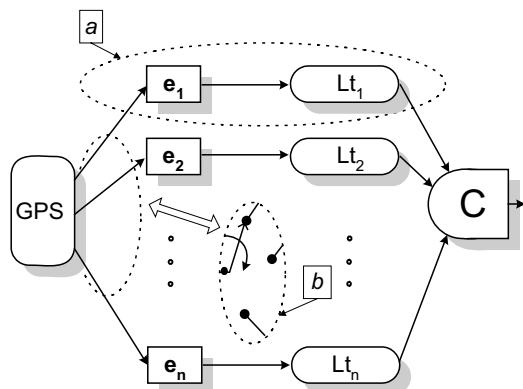
Zadania globalne wykonywane przez układ komunikacji, będący obiektem diagnozowania, można podzielić pod względem [2]: formy realizacji, ilości (objętości), czasu wykonania, sposobu gromadzenia efektu cząstkowego. Na rys. 1 przedstawiono ww. kryteria podziału.

Formę realizacji zadania globalnego (tj. formę przesłania komunikatu globalnego) określa sposób przesyłania komunikatów cząstkowych i rodzaj obiektu przesyłającego te komunikaty. Klasyfikacja wg formy pozwala wyróżnić obiekty współbieżne wielotorowe [6] oraz sekwencyjne jednotorowe i wielotorowe.



Rys. 1. Zadania globalne – kryteria podziału

Rys. 2 przedstawia schematycznie ww. typy obiektów. W każdym z nich można wyróżnić jeden lub kilka torów transmisyjnych, w których moduły wykonawcze e_i , sterowane przez generator pobudzeń sterujących GPS, realizują zadania cząstkowe, przesyłając je linią transmisyjną Lt_i do zasobnika C (dokonującego syntezy efektu globalnego).



Rys. 2. Model obiektu

Podstawowym typem obiektu zilustrowanym na rys. 2 jest obiekt współbieżny wielotorowy. Fragment oznaczony symbolem a obrazuje jeden tor – obiekt sekwencyjny jednotorowy. Zastąpienie obszaru otoczonego linią przerywaną fragmentem b (sekwencyjne pobudzanie torów) pozwala na uzyskanie modelu obiektu sekwencyjnego, wielotorowego [4, 6].

Efekt globalny przenoszony od nadawcy do odbiorcy jest podzielony na mniejsze porcje – efekty cząstkowe (zadania cząstkowe). Objętość efektu wyraża się liczbą n zadań cząstkowych. Zadanie cząstkowe może nieść informację dotyczącą jednej lub kilku wartości zmiennych. Zakładając możliwość przesłania w komunikacie (wg pewnego protokołu, np. [5]) jednej wartości zmiennej analogowej o długości np. 16 bitów – za pomocą dodatkowych czynności można zakodować na każdym z 16 bitów pola zajmowanego przez tę zmienną, wartość zmiennej binarnej. Rys. 3 przedstawia właśnie taką procedurę, zrealizowaną w języku bloków funkcyjnych sterownika Digimatik. Uszkodzenie komunikatu cząstkowego powoduje utratę wielu wartości zmiennych dwustanowych. W celu uniezależnienia rozważań od rodzaju przesyłanej informacji objętość zadania globalnego jest rozpatrywana jedynie w kategorii liczby zadań cząstkowych.

Z punktu widzenia potencjałowego diagnozowania układu komunikacji i potencjałowego kryterium jego zdolności zadaniowej [6] ważnymi kategoriami są: *czas realizacji* i *sposób gromadzenia efektu cząstkowego* (przyciemnione elementy rys. 1).

W przypadku wystąpienia zakłóceń, a w konsekwencji – niepoprawnego przesyłu efektu cząstkowego, właśnie pozostający do dyspozycji czas determinuje możliwość ponownej transmisji błędnych komunikatów i spełnienie warunków zdolności zadaniowej [4]. Sposób zbierania efektu przez element gromadzący (zasobnik) wymusza, z kolei, określony sposób zaprogramowania systemu dozoru-terapeutycznego sterującego „powtórkami” przesyłu komunikatów cząstkowych.

2. KLASYFIKACJA ZADAŃ GLOBALNYCH ZE WZGLĘDU NA SPOSÓB GROMADZENIA EFEKTU CZĄSTKOWEGO

Klasyfikacja zadań globalnych ze względu na sposób gromadzenia efektu cząstkowego (przez zasobnik zbierający efekt) obejmuje trzy rodzaje akumulacji [2]:

a) Pełna akumulacja efektu.

Element gromadzący postrzega efekt globalny jako sumę arytmetyczną efektów cząstkowych. Kolejny, poprawny efekt cząstkowy powiększa gromadzony efekt globalny. Wystąpienie błędu nie powoduje utraty dotychczas zgromadzonego efektu. Jest to sytuacja najbardziej korzystna z punktu widzenia

ewentualnych powtórek transmisji uszkodzonych komunikatów cząstkowych. Element gromadzący efekt zatrzymuje w buforze poprawnie przesłane komunikaty i umożliwia wykonanie powtórnych transmisji komunikatów cząstkowych zdiagnozowanych jako błędne.

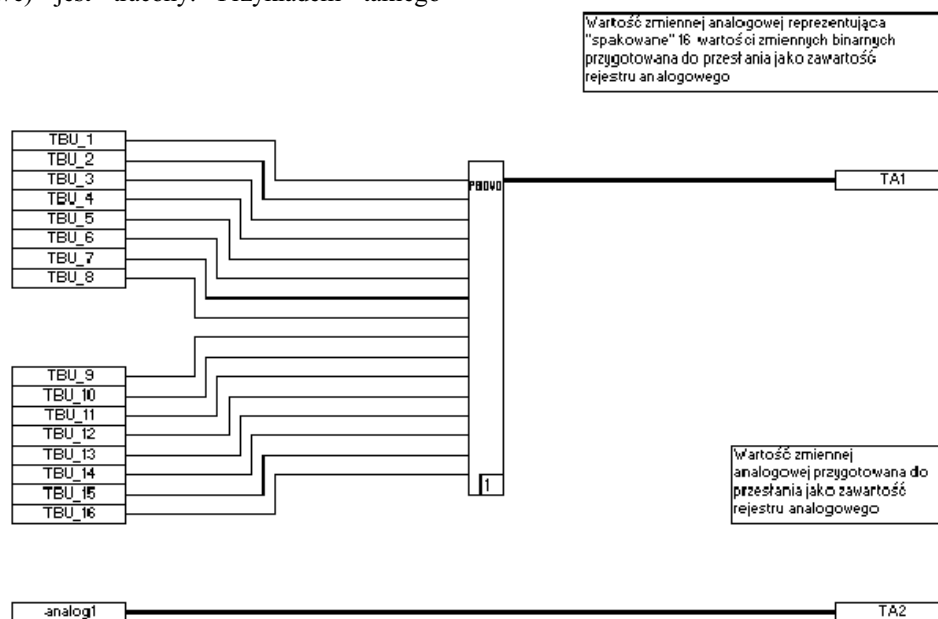
b) Brak akumulacji efektu.

Zasobnik postrzega zadanie globalne jako iloczyn logiczny zadań cząstkowych. W przypadku pojawienia się błędnego komunikatu cząstkowego cały zgromadzony efekt (przesłane wcześniej komunikaty cząstkowe) jest tracony. Przykładem takiego

sposobu tworzenia efektu globalnego jest często przesył konfiguracji urządzeń.

c) Niepełna akumulacja efektu.

Zasobnik postrzega zadanie globalne jako zadanie złożone z pewnej liczby zadań cząstkowych pozostających w relacji iloczynu logicznego oraz z pewnej liczby zadań cząstkowych pozostających w relacji sumy arytmetycznej. W tym przypadku pojawienie się błędu w przesyśle komunikatu cząstkowego powoduje utratę tylko części zgromadzonego wcześniej efektu globalnego.



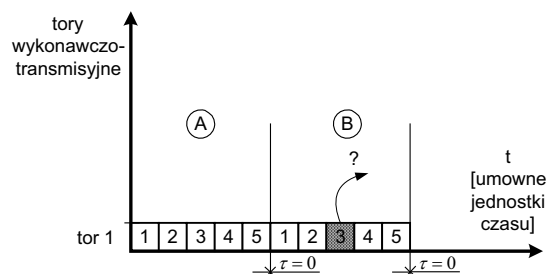
Rys. 3. Uniezależnienie objętości zadania cząstkowego od rodzaju przesyłanych zmiennych

4. KLASYFIKACJA ZADAŃ GLOBALNYCH ZE WZGLĘDU NA CZAS REALIZACJI

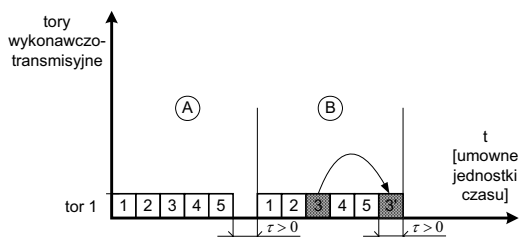
Realizacja zadania globalnego w układzie komunikacji może przebiegać w następujących uwarunkowaniach:

- Bez rezerwy czasowej – wymagany czas realizacji efektu globalnego jest równy czasowi bezbłędного przesyłu wszystkich komunikatów cząstkowych. Jeśli zdarzą się błędy przesyłu to nie jest możliwe osiągnięcie pożądanego efektu globalnego z powodu niedomiaru czasu. Rys. 4. ilustruje taką sytuację. W przypadku bezbłędного przesłania wszystkich komunikatów cząstkowych (przypadek A) zadanie globalne zostaje zrealizowane w całości. W przypadku uszkodzenia któregoś z komunikatów cząstkowych (przypadek B - komunikat nr 3) zadanie globalne nie zostaje zrealizowane (albo w ogóle albo częściowo – zależy to od sposobu gromadzenia efektu).
- Z rezerwą czasową – z nadmiarem (zapasem) czasu na dodatkowe powtórki błędnie przesłanych komunikatów. Przykład funkcjonowania obiektu sekwencyjnego

z rezerwą czasową przedstawia rys. 5. Przypadek A ilustruje bezbłędny przesył – pozostaje niewykorzystana rezerwa czasu. W wariancie B rezerwa umożliwia powtórzenie błędnego komunikatu nr 3 w ramach pozostałego zapasu czasu.

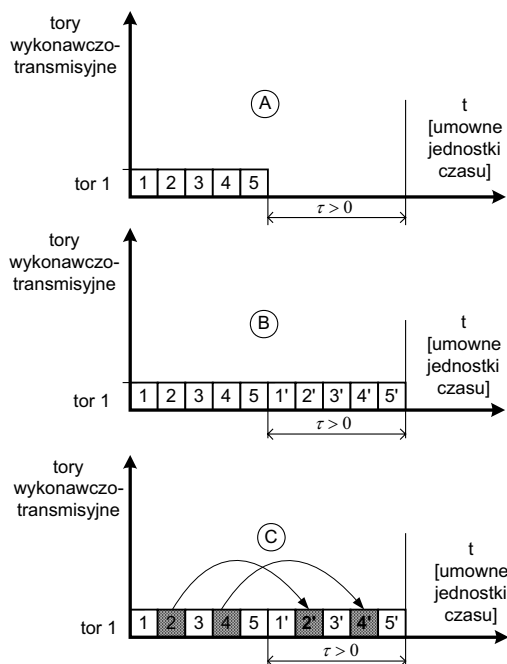


Rys. 4. Obiekt sekwencyjny bez rezerwy czasowej



Rys. 5. Obiekt sekwencyjny z rezerwą czasową

- c) Z rezerwą strukturalną – istnieje możliwość przełączenia się na rezerwy tor transmisyjny i kontynuowanie przesyłu w przypadku zdiagnozowania niezdatności komunikacji prowadzonej torem podstawowym. Rezerwę strukturalną można utożsamiać z rezerwą czasową uzupełnianą. Proces powtórnego przesyłu efektu cząstkowego można zrealizować elementami nieobciążonymi podczas pełnej zdatności układu komunikacji.
- d) Z rezerwą potencjałową – czyli z wykorzystaniem w przypadku stwierdzenia niezdatności komunikatu cząstkowego, wcześniej zgromadzonego efektu. Rys. 6 ilustruje wykorzystanie rezerwy potencjałowej dla obiektu sekwencyjnego jednotorowego. W czasie rezerwowym τ (przypadek A - rezerwa niewykorzystana) mogą zostać powtórnie przesłane komunikaty cząstkowe należące do poprzednio przesłanego komunikatu globalnego (przypadek B - bezbłędna transmisja). W razie wystąpienia błędów uszkodzone komunikaty cząstkowe (np. 2. i 4.) mogą być zastąpione tymi z bezbłędnego przesyłu (przypadek C).



Rys. 6. Obiekt sekwencyjny z rezerwą czasową oraz rezerwą potencjałową

6. PODSUMOWANIE

Przedstawione w artykule potencjałowo-efektowe ujęcie układu komunikacji otwiera nowe możliwości analizy zagadnienia zdatności chwilowej (funkcjonalnej) i zadaniowej (przedziałowej) tego typu obiektów. Przyjęcie założenia, że zadanie globalne (tj. całosciowy efekt działania układu) składa się ze zbioru zadań cząstkowych (efektów cząstkowych) pozwala na zastosowanie nowych sposobów diagnozowania (dozorowania) stanu procesu komunikacji oraz adekwatnych do nich metod przywracania stanu pożądanego.

LITERATURA

- [1] Bednarek M., Będkowski L., Dąbrowski T.: *Wieloprotocole ujęcie eksploatacji układu komunikacji*. Diagnostyka, nr 34/2005, str.31-36.
- [2] Bednarek M., Będkowski L., Dąbrowski T.: *Charakterystyka układu komunikacji jako wielozadaniowego obiektu diagnozowania*. Materiały XXXIII Sympozjum „Diagnostyka Maszyn”. Węgierska Górka, 06.÷11.03.2006.
- [3] Dąbrowski T.: *Diagnozowanie systemów antropotechnicznych w ujęciu potencjałowo-efektowym*. WAT, Warszawa 2001.
- [4] Bednarek M., Będkowski L., Dąbrowski T.: *Układ komunikacji jako obiekt wielozadaniowy typu sieć - w ujęciu potencjałowym*. Materiały XXXIV Zimowej Szkoły Niezawodności.. Szczyrk, 9÷14.01.2006, str. 31-40.
- [5] *Modicon Modbus Protocol Reference Guide*. Modicon, June 1996.
- [6] Bednarek M., Będkowski L., Dąbrowski T.: *Wybrane wskaźniki realizacji zadań globalnych złożonych z komunikatów cząstkowych*. Materiały XXXIII Sympozjum „Diagnostyka Maszyn”. Węgierska Górka, 06.÷11.03.2006.

Informacje o Autorach znajdują się na stronie 50

DIAGNOZOWANIE NA PODSTAWIE NIEPEWNYCH SYNDROMÓW STANU OBIEKTU

Lesław BĘDKOWSKI, Tadeusz DĄBROWSKI

Instytut Systemów Elektronicznych, Wydział Elektroniki
 Wojskowa Akademia Techniczna, ul. S. Kaliskiego 2, 00-908 Warszawa,
 fax (22) 683-91-25, e-mail: lbedkowski@wel.wat.edu.pl, tdabrowski@wel.wat.edu.pl

Streszczenie

W artykule rozważa się zagadnienie wiarygodności diagnoz formułowanych w oparciu o niepewne – z powodu występujących zakłóceń procesu diagnostowania – syndromy stanu. Proponuje się metodę diagnostowania umożliwiającą otrzymywanie dostatecznie wiarygodnych diagnoz poprzez wielokrotne powtarzanie testowania i komparację uzyskanych syndromów.

Słowa kluczowe: diagnostowanie, wiarygodność diagnozy, niepewność syndromu.

DIAGNOSING BASED ON UNCERTAIN SYNDROMES OF AN OBJECT STATE

Summary

A question of authenticity of diagnosis formulated on the base of uncertain – for the reason of disturbances – syndromes of an object state is discussed. Diagnosing method, which allows receiving the sufficiently authentic diagnoses through multiple repetition of testing and comparison of obtained syndromes, is proposed.

Key words: diagnosing, authenticity of diagnosis, uncertainty of syndrome.

1. CHARAKTERYSTYKA PROBLEMU

Rozpatrzmy na wstępie algorytm procedury diagnostowania odpowiedni dla rozważanego problemu (Rys. 1).

Zazwyczaj przyjmuje się, że diagnoza jest prawdziwa wtedy, gdy oparta jest na prawdziwym syndromie.

Syndrom jest prawdziwy wtedy, gdy zawiera symptomy prawdziwe, tzn. charakterystyczne dla rzeczywistego stanu obiektu diagnostowanego.

W praktyce eksploatacyjnej nierzadko występuje fałszowanie symptomów a w konsekwencji fałszowanie syndromów i diagnoz. Powodować to mogą różne czynniki, między innymi:

- losowe zakłócenia sygnałów w obwodach elektrycznych;
- losowe zakłócenia widma akustycznego;
- niepewności pomiarowe;
- błędy operacji wnioskowania itp.

W związku z tym, że procedura diagnostowania nie jest w pełni wiarygodna to diagnosta powinien mieć ograniczone zaufanie do tego, że otrzymana diagnoza jest prawdziwa.

Diagnozę można przedstawić ogólnie w postaci zbioru par:

$$D = \langle \text{STAN} \leftrightarrow \text{PRAWDOPODOBIEŃSTWO STANU} \rangle \quad (1)$$

Jest to tzw. diagnoza zupełna:

Stan	$\mathcal{E}_0$	$\mathcal{E}_1$	$\mathcal{E}_2$	...	$\mathcal{E}_N$
Prawdopod. stanu	$P(\mathcal{E}_0)$	$P(\mathcal{E}_1)$	$P(\mathcal{E}_2)$	...	$P(\mathcal{E}_N)$

gdzie:

$\mathcal{E}_0$ – stan zdatności obiektu;

$\mathcal{E}_1, \mathcal{E}_2, \dots, \mathcal{E}_N$ – stany niezdatności obiektu;

$P(\mathcal{E}_0), P(\mathcal{E}_1), P(\mathcal{E}_2), \dots, P(\mathcal{E}_N)$ – prawdopodobieństwa stanów.

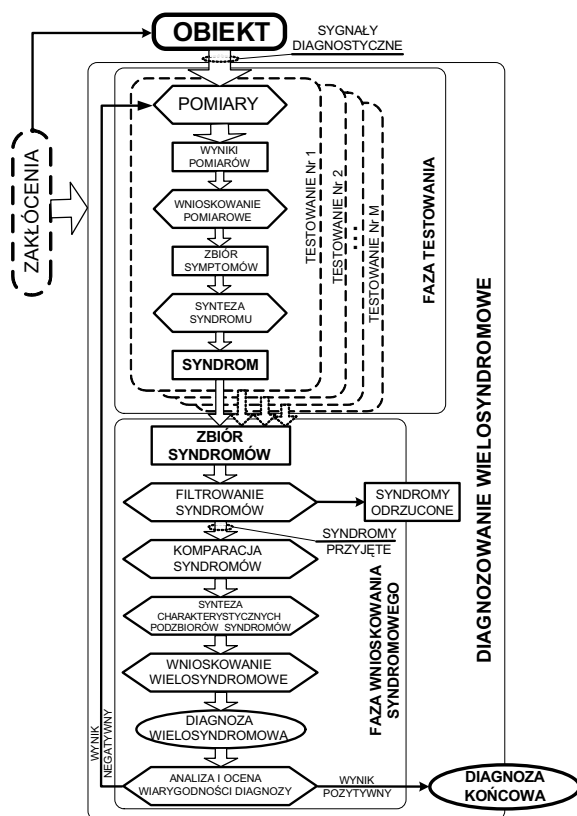
W praktyce rzadko można uważać, że prawdopodobieństwo jednego z możliwych stanów jest równe jeden, tzn. że ten stan jest absolutnie pewny. Na ogół występuje niepewność wyrażająca się w tym, że co najwyżej jednemu ze stanów można przypisać prawdopodobieństwo bliskie jedności a pozostałym stanom prawdopodobieństwa bliskie zeru. W warunkach niepewności symptomów przy formułowaniu diagnozy należy analizować rozkład prawdopodobieństw stanów i na tej podstawie formułować diagnozę.

Najczęściej – w praktyce – używa się **skróconej postaci diagnozy**, podając jedynie stan najbardziej prawdopodobny czyli taki, że:

$$E_i^* : P(E_i^*) = \max_{i=0,1,2,\dots,N} P(E_i) \quad (2)$$

Powinien być jednak spełniony **co najmniej** jeszcze jeden warunek:

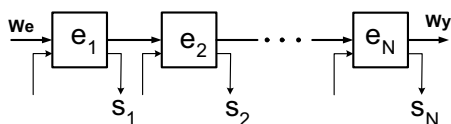
$$P(E_i^*) \geq P_{gr} \quad (3)$$



Rys. 1. Ogólny algorytm procedury diagnostowania w przypadku niepewnych syndromów

Jeśli warunek (3) nie jest spełniony lub diagnosta z innych powodów nie ma zaufania do wnioskowanej w ten sposób diagnozy to zazwyczaj powtarza testowanie. Powtarzanie się takiego samego syndromu ma potwierdzać wiarygodność diagnozy opartej na syndromie występującym w największej liczbie testowań. Powtarzanie testowań i uzyskiwanie zbioru syndromów jest równoznaczne z uzyskiwaniem **nadmiaru informacyjnego**.

Wydłuża to – rzecz jasna – wymagany czas diagnostowania, zatem uzyskanie nadmiaru informacyjnego wymaga dysponowania **nadmiarem czasowym**. Należy jednak wziąć pod uwagę, że współczesne procedury diagnostyczne wykorzystują szybkie systemy informatyczne (komputerowe), co znacznie zmniejsza wymagania dotyczące nadmiaru czasowego.



Rys. 2. Przykładowa struktura obiektu diagnostowanego

Oznaczenia: $e_1, e_2, \dots, e_N$ – elementy obiektu diagnostowania; $s_1, s_2, \dots, s_N$ – wyniki pomiarów (sprawdzeń), które w najprostszym przypadku stanowią zarazem symptomy stanu elementów

Postawmy pytanie:

„Czy i w jaki sposób przez powtarzanie testowania można uzyskać dostatecznie wiarygodną diagnozę – mimo pojawiania się fałszywych symptomów, a w konsekwencji fałszywych syndromów?”

Zagadnienie to rozpatrzmy na przykładzie prostego obiektu o niezawodnościowej i funkcjonalnej strukturze szeregowej, zawierającej N elementów (Rys. 2).

Przyjmijmy następujące założenia:

1. Wszystkie elementy obiektu mogą być zdadne lub co najwyżej jeden element może być niezdatny.
2. Obiekt jest zdalny jeśli wszystkie elementy są zdadne, a jest niezdatny jeśli jeden element jest niezdatny; zatem obiekt może znajdować się w jednym z $N + 1$ stanów:

$$E = \{E_0, E_1, E_2, \dots, E_N\}$$

3. Stany elementów są wzajemnie niezależne.
4. Stan obiektu jest stabilny tzn. nie zmienia się w trakcie testowania oraz w trakcie ewentualnego powtarzania testowania tzn. zbiór jednakowych syndromów dotyczy tego samego stanu.
5. W procedurze diagnostowania (testowania) sprawdzane są wszystkie elementy, sygnał diagnostyczny każdego elementu mierzony jest indywidualnie (Rys.2).

6. Wynik pomiaru i -tego determinuje symptom s_i stanu elementu e_i ($i = 1, 2, \dots, N$); w rozpatrywanym przypadku symptom jest jednowymiarowy (oparty jest na jednym wyniku pomiaru), tor symptomu jest jednoelementowy (tzn. symptom zależy od stanu tylko jednego elementu), tory różnych symptomów są rozłączne.

7. Symptom może przyjmować logiczną wartość 0 lub 1; symptom negatywny 0 jest symptomem charakterystycznym stanu niezdatności elementu, symptom pozytywny 1 jest symptomem charakterystycznym stanu zdadności elementu.

8. Zbiór N symptomów stanowi syndrom stanu obiektu; zatem rozróżnia się $N+1$ charakterystycznych syndromów stanu obiektu; przykład zbioru stanów oraz odpowiadających im charakterystycznych syndromów i symptomów dla przypadku $N = 8$ pokazuje tabela 1.

9. Każdy syndrom jest wnioskowany z odpowiadających mu symptomów. Każdy fałszywy symptom determinuje fałszywość syndromu, a w konsekwencji fałszywą diagnozę.

10. Syndrom zawierający więcej niż jeden symptom negatywny uznaje się za fałszywy i odrzuca (filtracja wstępna) – zgodnie z założeniem (1).

11. Wyniki komparacji syndromów są pewne.

12. Znanie są a priori prawdopodobieństwa uzyskania prawdziwego wyniku każdego pomiaru, a więc: znane są prawdopodobieństwa $R_{z1+}, R_{z2+}, \dots, R_{zN+}$ uzyskania prawdziwych symptomów pozytywnych oraz

prawdopodobieństwa $R_{z1-}, R_{z2-}, \dots, R_{zN-}$ uzyskania prawdziwych symptomów negatywnych.

13. Dla uproszczenia przyjmijmy, że wartość prawdopodobieństwa otrzymania prawdziwego symptomu negatywnego oraz wartość prawdopodobieństwa otrzymania prawdziwego symptomu pozytywnego są takie same:

$$\begin{aligned} R_{z1+} &= R_{z1-} = R_{z1} \\ R_{z2+} &= R_{z2-} = R_{z2} \end{aligned} \quad (4)$$

$$\dots\dots\dots$$

$$R_{zN+} = R_{zN-} = R_{zN}$$

14. Znane są prawdopodobieństwa zdatności a priori $R_1, R_2, \dots, R_N$ każdego elementu obiektu.

Tabela 1. Przyporządkowanie syndromów stanom niezdatności

	Stan zdat. obiektu	Stany niezdatności obiektu							
Rzeczywisty stan obiektu	E_0	E_1	E_2	E_3	E_4	E_5	E_6	E_7	E_8
Syndrom charakt.	S_0	S_1	S_2	S_3	S_4	S_5	S_6	S_7	S_8
Symptom									
s_1	1	0	1	1	1	1	1	1	1
s_2	1	1	0	1	1	1	1	1	1
s_3	1	1	1	0	1	1	1	1	1
s_4	1	1	1	1	0	1	1	1	1
s_5	1	1	1	1	1	0	1	1	1
s_6	1	1	1	1	1	1	0	1	1
s_7	1	1	1	1	1	1	1	0	1
s_8	1	1	1	1	1	1	1	1	0
Relacja: syndrom $\Rightarrow$ diagnoza	$\Downarrow$	$\Downarrow$	$\Downarrow$	$\Downarrow$	$\Downarrow$	$\Downarrow$	$\Downarrow$	$\Downarrow$	$\Downarrow$
Wnioskowana diagnoza	$D(E_0)$	$D(E_1)$	$D(E_2)$	$D(E_3)$	$D(E_4)$	$D(E_5)$	$D(E_6)$	$D(E_7)$	$D(E_8)$

Diagnostowanie w warunkach niepewności przebiega według algorytmu przedstawionego na rys.1. Wiadomo, że podstawą każdej diagnozy są robocze lub diagnostyczne sygnały generowane przez obiekt i zawierające informację o stanie obiektu. Wartości tych sygnałów muszą być przetworzone do postaci diagnozy.

Pierwszą operacją jest pomiar sygnałów diagnostycznych oraz zarejestrowanie ich wyników np. w postaci zbioru liczb:

$$X = \langle x_1, x_2, \dots, x_N \rangle \quad (5)$$

Drugą operacją jest przetworzenie tych wyników na symptomy stanu na podstawie zastosowanej relacji np. w postaci:

$$\begin{aligned} [x_{id} \leq x_i \leq x_{ig}] &\Rightarrow [s_i = 1] \\ [(x_i < x_{id}) \vee (x_i > x_{ig})] &\Rightarrow [s_i = 0] \end{aligned} \quad (6)$$

$$i = 1, 2, \dots, N$$

gdzie: x_{id} , x_{ig} – wartości graniczne przedziału dopuszczalnych wartości sygnału diagnostycznego dla stanu $\mathcal{E}_i$.

Trzecią operacją jest synteza syndromu na podstawie zbioru otrzymanych symptomów.

Te trzy operacje (jako fragment procedury diagnostycznej) zazwyczaj nazywa się **testowaniem**.

Powstaje pytanie:

„Czy w oparciu o otrzymany jeden syndrom można próbować wnioskować diagnozę jednosyndromową?”

Zauważmy, że wyniki pomiarów, wnioskowanie pomiarowe oraz wnioskowanie symptomowe mogą być niepewne. Zatem jednorazowe testowanie i utworzony syndrom może być niepewny, a zatem **jednosyndromowa diagnoza może być niepewna**.

W takim przypadku należy zastosować testowanie wielokrotne, a **syntezę diagnozy oprócz na wnioskowaniu wielosyndromowym**.

2. MODEL DIAGNOZOWANIA PRZY NIEPEWNYCH SYNDROMACH

Zgodnie z przyjętymi założeniami obiekt znajduje się w jednym ze stanów należących do zbioru:

$$E = \{E_0, E_1, \dots, E_N\} \quad (7)$$

Zgodnie z tabelą 1 tym stanom odpowiadają charakterystyczne syndromy tworzące zbiór:

$$S = \{S_0, S_1, \dots, S_N\} \quad (8)$$

Można wyznaczyć:

– prawdopodobieństwo a priori stanu zdatności $\mathcal{E}_0$ obiektu:

$$P(E_0) = \prod_{i=1}^N R_i \quad (9)$$

– prawdopodobieństwa a priori poszczególnych stanów niezdatności $\mathcal{E}_j$:

$$P(E_j) = (1 - R_j) \prod_{\substack{i=1 \\ i \neq j}}^N R_i \quad (10)$$

$$j = 1, 2, \dots, N$$

Zgodnie z założeniem (2) obiekt znajduje się w jednym ze stanów należących do zbioru (7), zatem można wyznaczyć warunkowe prawdopodobieństwa tych stanów:

$$P_j = P(E_j|A) = \frac{P(E_j)}{\sum_{i=0}^N P(E_i)} \quad (11)$$

$$j = 0, 1, 2, \dots, N$$

gdzie: A – warunek, polegający na tym, że stan obiektu $\mathcal{E}_j$ należy do zbioru $\mathcal{E}$.

Dla sformułowania diagnozy zupełnej należy zrealizować algorytm diagnostyczny, pokazany na rys.1. W tym celu trzeba wstępnie ustalić liczbę testowań M oraz wykonać kolejne operacje wymienione poniżej.

1. Wybrać dostępne sygnały diagnostyczne.

2. Zrealizować sesję testową. Wynikiem tej sesji jest zbiór syndromów S o liczności L_S (z każdego testowania otrzymuje się jeden syndrom).

3. Przeprowadzić wzajemną **komparację** otrzymanych syndromów i utworzyć następujące podzbiory charakterystycznych syndromów:

– podzbiór S_{00} syndromów zawierających więcej niż jeden symptom negatywny (np.: 1, 0, 0, 1, ..., 1), czyli podzbiór syndromów

negatywny symptom s_k zostanie odczytany fałszywie jako symptom pozytywny oraz, że pozytywny symptom s_j zostanie odczytany fałszywie jako symptom negatywny oraz, że wszystkie pozostałe symptomy pozytywne zostaną L_j -krotnie odczytane bezbłędnie (nie zostaną zakłócone);

$$j = 1, 2, \dots, N; \quad k = 1, 2, \dots, N$$

7. Wyznaczyć względne prawdopodobieństwa a'posteriori stanów obiektu (na mocy poczynionych założeń zaistnienie zdarzenia Z_j jest równoznaczne z zaistnieniem stanu $\mathcal{E}_j$):

$$P(\mathcal{E}_j|L) = P(Z_j|L) = \frac{P(Z_j)}{\sum_{i=0}^N P(Z_i)} \quad (13)$$

gdzie: $j = 0, 1, 2, \dots, N$;

L – zbiór podzbiorów uznanych (przyjętych) syndromów.

3. PRZYKŁAD

W celu zilustrowania efektywności diagnostowania opartego na komparacji zakłócanych syndromów przeprowadzono symulacyjny eksperyment.

Do badań przyjęto obiekt pokazany na rys. 2 i spełniający założenia 1÷14. Możliwe stany tego obiektu, symptomy i syndromy definiuje tabela 1.

W eksperymencie ustalono następujące warunki:

– wartości prawdopodobieństw a'priori zdadności elementów obiektu są jednakowe i wynoszą: $R_1 = R_2 = \dots = R_8 = 0,9$;

– wartości prawdopodobieństw prawdziwości (bezbłędności) symptomów są jednakowe i wynoszą: $R_{z1} = R_{z2} = \dots = R_{z8} = 0,85$;

– wartość prawdopodobieństwa prawdziwości syndromu: $R_S = 0,2725$;

– wartość prawdopodobieństwa warunkująca uznanie syndromu stanu za prawdziwy gdy wskazuje na stan zdadności: $P(\mathcal{E}_0)_{gr} = 0,995$;

– wartość prawdopodobieństwa warunkująca uznanie syndromu stanu za prawdziwy gdy wskazuje na stan niezdatności: $P(\mathcal{E}_1)_{gr} = 0,95$;

$$i = 1, 2, \dots, 8;$$

– obiekt wprowadzono w stan niezdatności $\mathcal{E}_4$ (niezdatny element e_4).

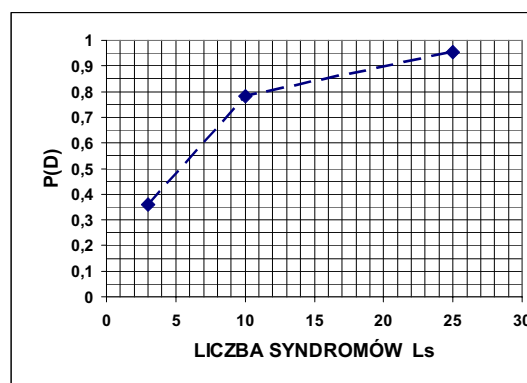
W rezultacie symulacji jednej sesji diagnostycznej uzyskano następujące wyniki (rys. 3):

– po wykonaniu 3-ch testowań (zbiór syndromów o liczności 3) diagnoza skrócona (2) wskazuje błędnie na stan zdadności z prawdopodobieństwem: $P(\mathcal{E}_0) = 0,8067$; oznacza to, że nie jest spełniony warunek (3) – zatem należy zwiększyć licznosc zbioru syndromów stanowiących podstawę wnioskowanej diagnozy;

– po wykonaniu dalszych 7-miu testowań (czyli po zwiększeniu zbioru syndromów do 10) diagnoza

skrócona (2) wskazuje poprawnie na stan niezdatności nr 4 z prawdopodobieństwem: $P(\mathcal{E}_4) = 0,7810$; oznacza to, że nadal nie jest spełniony warunek (3) – zatem należy jeszcze zwiększyć licznosc zbioru syndromów stanowiących podstawę wnioskowanej diagnozy;

– po zwiększeniu liczby testowań (a tym samym i liczby syndromów) do 25 diagnoza skrócona (2) wskazuje poprawnie na stan niezdatności nr 4 z prawdopodobieństwem: $P(\mathcal{E}_4) = 0,99999$; oznacza to, że warunek (3) jest spełniony i nie ma podstaw do kwestionowania prawdziwości diagnozy.



Rys. 3. Prawdopodobieństwo prawdziwości diagnozy w funkcji liczby syndromów

Można jeszcze zapytać jak wygląda statystyka wyników badania prawdziwości diagnoz uzyskanych w rezultacie przeprowadzenia wielu sesji diagnostycznych.

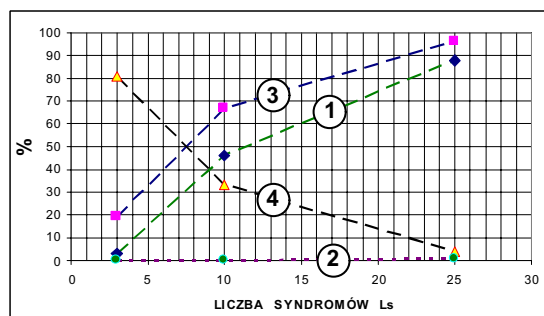
W odpowiedzi na to pytanie wykonano symulację 100 sesji po 3 testowania w każdej sesji, 100 sesji po 10 testowań oraz 100 sesji po 25 testowań w każdej sesji. Dla każdego 100 sesji wyznaczono procentowy udział diagnoz prawdziwych (na podstawie porównania z zadany stanem $\mathcal{E}_4$).

Uzyskane wyniki zawiera tabela 2.

Tabela 2. Wyniki symulacji

L. zreal. sesji	L. testowań w sesji	L. diag. prawdz. spełniających w-k (3) (%)	L. diag. fałsz. spełniających w-k (3) (%)	L. diag. prawdz. spełniających w-k (2) (%)	L. diag. fałsz. spełniających w-k (2) (%)
100	3	3	0	19	80
100	10	46	0	67	33
100	25	86	1	96	4

Wyniki te ilustruje rys. 4.



Rys. 4. Liczba diagnoz (wyrażona w %) w funkcji liczby syndromów w sesji diagnostycznej

Oznaczenia: 1 – liczba diagnoz prawdziwych spełniających warunek (3); 2 – liczba diagnoz fałszywych spełniających warunek (3); 3 – liczba diagnoz prawdziwych spełniających warunek (2); 4 – liczba diagnoz fałszywych spełniających warunek (2)

Zwróćmy uwagę na to, że wprowadzenie zaniedbanie warunku (3) zwiększa pozornie skuteczność diagnozowania (większe są liczby diagnoz prawdziwych) lecz równocześnie pozwala na przyjmowanie diagnoz fałszywych. Może to być niebezpieczne, szczególnie wtedy gdy fałszywa diagnoza wskazuje stan zdadności.

Przestrzeganie warunku (3) zapewnia znikomą liczbę błędów dzięki temu, że diagnozy niepewne zostają odrzucone.

Uzyskane wyniki potwierdzają zasadność stosowania komparacji syndromów i formułowania diagnozy w oparciu o dostatecznie liczny zbiór syndromów.

4. PODSUMOWANIE

1. Zauważmy, że w przypadku gdy wartości prawdopodobieństw zafałszowania symptomów zdużą do zera to diagnozowanie niepewne zduża do diagnozowania pewnego. **Zatem diagnozowanie niepewne można uważać za uogólnioną formę diagnozowania.**

2. Przedstawiono tu model sytuacji diagnostycznej dla obiektu o szeregowej strukturze niezawodnościowej i funkcjonalnej. Opisana metoda postępowania może być również wykorzystana przy diagnozowaniu obiektów o innej strukturze, przy czym wymaga to zastosowania odpowiedniego modelu matematycznego.

3. Przytoczony przykład ilustrujący diagnozowanie w warunkach niepewności potwierdza praktyczne walory zaproponowanej procedury diagnozowania i zastosowanego modelu diagnostycznego.

LITERATURA

- [1] Będkowski L.: *Elementy diagnostyki technicznej*. WAT, wyd. 2, Warszawa 1992.
- [2] Będkowski L., Dąbrowski T.: *Modele komparatywnego wyboru diagnozy*. XXXIII Ogólnopolskie Sympozjum „Diagnostyka Maszyn”. Węgierska Górka, 6.03÷11.03.2006, Wyd. Politechniki Śląskiej, ss. 7÷14.
- [3] Będkowski L., Dąbrowski T.: *Wpływ komparacyjnego diagnozowania efektu na niezawodność systemu*. Materiały XXXIV Zimowej Szkoły Niezawodności, Szczyrk 9÷14.01 2006, ss.10.
- [4] Grabski F., Jaźwiński J.: *Metody bayesowskie w niezawodności i diagnostyce*. WKŁ, Warszawa 2001.



Prof. dr hab. inż. Lesław BĘDKOWSKI jest profesorem zwyczajnym na Wydziale Elektroniki Wojskowej Akademii Technicznej w Warszawie. Swoje zainteresowania naukowe skupia głównie wokół następujących problemów: teoria diagnostyki technicznej, optymalizacja procedur diagnostycznych, diagnostyka systemów antropotechnicznych, diagnostyka w ujęciu potencjałowo-efektowym, teoria użytkowania w ujęciu wieloprotocowym z wykorzystaniem informacji diagnostycznej, wieloprotocowe systemy dozoru i terapeutycznego, diagnostyka bezpieczeństwa.



Dr hab. inż. Tadeusz DĄBROWSKI jest zatrudniony na stanowisku profesora nadzwyczajnego i pełni funkcję dyrektora Instytutu Systemów Elektronicznych na Wydziale Elektroniki WAT. Zainteresowania naukowe koncentruje głównie w obszarze teorii eksploatacji – zwłaszcza na diagnostyce technicznej. Do ważniejszych zagadnień, którymi się zajmował i/lub zajmuje należą: diagnostyka systemów antropotechnicznych; optymalizacja procesów diagnostyczno-obsługowych; komputerowe wspomaganie procesu diagnostyczno-obsługowego.

METODA DIAGNOZOWANIA UKŁADU HYDRAULICZNEGO MASZyny ROBOCZEJ

Arkadiusz RYCHLIK

Katedra Budowy, Eksploatacji Pojazdów i Maszyn, Wydział Nauk Technicznych, UWM w Olsztynie
ul. Oczipowskiego 11, 10-719 Olsztyn, e-mail: rychter@uwm.edu.pl

Streszczenie

W pracy przedstawiono metodykę diagnozowania układu hydraulicznego kombajnu do zbioru zbóż Bizon Z058 w której wykorzystano analizę przebiegu ciśnienia oleju hydraulicznego w układzie. Na podstawie wykonanych serii eksperymentów diagnostycznych dla podstawowych stanów niezdatności, wyznaczono relacje diagnostyczne w postaci: „jeżeli symptom to stan niezdatności”. Badania weryfikacyjne, wykonane w warunkach eksploatacyjnych, potwierdziły słuszność pozyskanych relacji diagnostycznych, jak również przydatność prezentowanej metody do diagnozowania stanu technicznego układu hydraulicznego.

Słowa kluczowe: układ hydrauliczny, algorytm diagnozowania, metoda diagnozowania, system diagnostyczny, oscylogram ciśnienia.

DIAGNOSING METHOD OF HYDRAULIC SYSTEM OF WORKING MACHINE

Summary

The paper contains the diagnosing methodology of the hydraulic system of a combine harvester Bizon Z058, where the pressure time courses analysis of hydraulic oil in the system was used. On the basis of the diagnostic experiments carried out, including identification of the particular diagnostic symptoms (pressure courses in the hydraulic system), the diagnostic relations in the form of “if symptom then non-operational state” for the main non-operational states were established. The verifying research, carried out in the exploitation conditions, confirmed rightness of received diagnostic relations, and usefulness of the presented method for diagnosing of the technical state of the hydraulic system as well.

Keywords: hydraulic system, diagnostic algorithm, diagnosing method, diagnostic set.

1. WPROWADZENIE

Współczesne maszyny robocze to głównie maszyny samojezdne posiadające złożone układy, zarówno pod względem konstrukcyjnym jak i funkcjonalnym. Przykładowo, w kombajnie do zbioru zbóż czy ciągniku rolniczym można wyróżnić elementy: mechaniczne, elektryczne, elektroniczne, hydrauliczne, pneumatyczne, a cena takiej maszyny jest kilkakrotnie większa od ceny dobrej klasy osobowego samochodu. Prawdą jest, że układy te są coraz bardziej niezawodne, ale także podlegają one procesom zużycia, nieuchronnie prowadzącym do zużycia granicznego, po przekroczeniu którego powstaje zagrożenie dla ludzi, środowiska naturalnego, jak także rachunku ekonomicznego.

Układy hydrauliczne, często są jednym z najważniejszych układów maszyn. Uszkodzenie układu hydraulicznego wpływa znacząco na funkcjonowanie całej maszyny, aż do jej zatrzymania włącznie. Ocena stanu technicznego układów hydraulicznych lub lokalizacja powstałego uszkodzenia w starszych maszynach dokonywana jest z dużą dozą subiektywizmu, a ewentualne

badania techniczne dokonywane są po utracie przez nie zdatności użytkowych. Nie dotyczy to nowoczesnych maszyn roboczych wyprodukowanych lub zmodernizowanych na przełomie ostatnich wieków. Maszyny te, mają wbudowane pokładowe lub pokładowo-zewnętrzne systemy rozpoznawania stanu technicznego układu hydraulicznego [6]. Systemy te zostały wprowadzone przez producentów i zalecone przez normy bezpieczeństwa, początkowo w celu kontroli stanu i lokalizacji uszkodzeń, a obecnie także - prognozowania stanu.

Wdrożenie takich systemów w starszych maszynach jest utrudnione ze względów konstrukcyjnych, jak również braku pełnej i precyzyjnej wiedzy o sygnałach i relacjach diagnostycznych, lub jest po prostu - nieopłacalne. Z kolei bieżąca i wiarygodna obserwacja stanu technicznego układu hydraulicznego tych maszyn, dostępnymi standardowymi pokładowymi urządzeniami diagnostycznymi jest w zasadzie niemożliwe.

Jednym z prostszych i tańszych a zarazem skutecznym sposobów podniesienia podatności

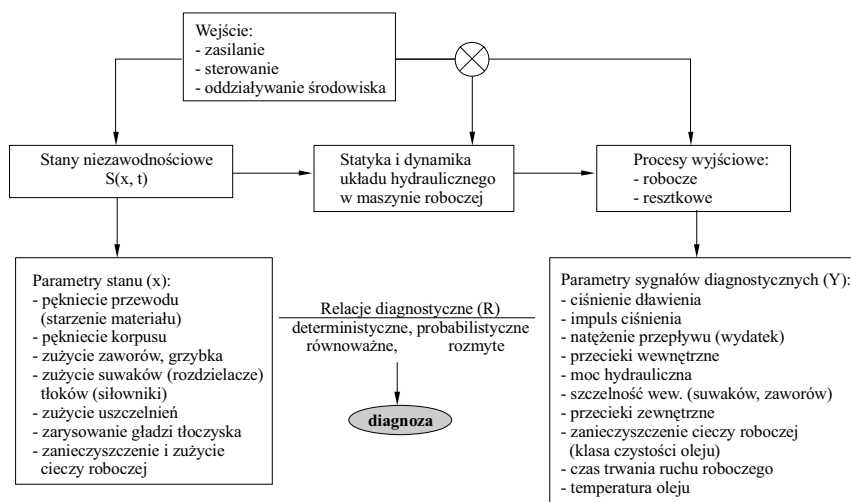
diagnostycznej mogą być zewnętrzne systemy diagnostyczne, podłączane okresowo do badanego układu hydraulicznego.

2. ZMIANA CIŚNIENIA JAKO MIERNIK INFORMACJI DIAGNOSTYCZNEJ

Do sterowania procesem eksploatacji maszyn roboczych niezbędna jest znajomość ich stanu technicznego. Każdy stan układu hydraulicznego można być wyróżniony poprzez zbiór wartości liczbowych charakteryzujących jego strukturę oraz intensywność procesów zachodzących podczas funkcjonowania maszyny roboczej, zatem stan układu hydraulicznego może być opisany zbiorem wartości liczbowych opisujących ten układ w danej chwili czasu.

Diagnozowanie maszyn roboczych rozpatruje się najczęściej jako diagnozowanie poszczególnych układów składających się na konstrukcję całej maszyny. W literaturze dotyczącej problemu, nie wiele odnajduje się metod diagnozowania maszyny roboczej jako całości. Najczęściej jest ona dekomponowana na umowne lub funkcjonalne układy dla których budowane są metody diagnostyczne.

Przykładowy model diagnostyczny układu hydraulicznego przedstawiono na rys. 1, w którym wejściem jest zasilanie, sterowanie i oddziaływanie środowiska, a wyjściem są procesy robocze i resztkowe, traktowane ze względu na uwarunkowania diagnostyczne jako: symptomy i sygnały diagnostyczne, których uzyskanie uzależnione jest od typu maszyny i aparatury pomiarowej stosowanej podczas pomiaru.



Rys. 1. Schemat modelu diagnostycznego układu hydraulicznego maszyny roboczej [3]

Procedura diagnozowania układów hydraulicznych z reguły obejmuje dwa etapy. Pierwszy dotyczy kontroli stanu układu jako całości (tzw. badanie bezpośrednie), sprowadza się do zbierania informacji na temat funkcjonowania i stanu ogólnego. Drugi – badanie pośrednie, to etap badań diagnostycznych dotyczący kontroli stanu wybranych elementów układu hydraulicznego.

Metody pośrednie oceny stanu, polegają na obserwacji sygnałów lub procesów związanych z funkcjonowaniem układu hydraulicznego i na ich podstawie prowadzone jest wnioskowanie diagnostyczne. Sygnałem diagnostycznym może być dowolny nośnik informacji, charakteryzujący zmiany wielkości fizycznej, umożliwiające przeniesienie wiadomości o stanie technicznym badanego obiektu. Opis sygnału diagnostycznego jest realizowany za pomocą zbioru jego charakterystycznych cech.

Z pośród wielu nośników informacji diagnostycznej dostępnych podczas „mobilnych” badań układów hydraulicznych, do najbardziej wszechstronnych i łatwych do pozyskania jest

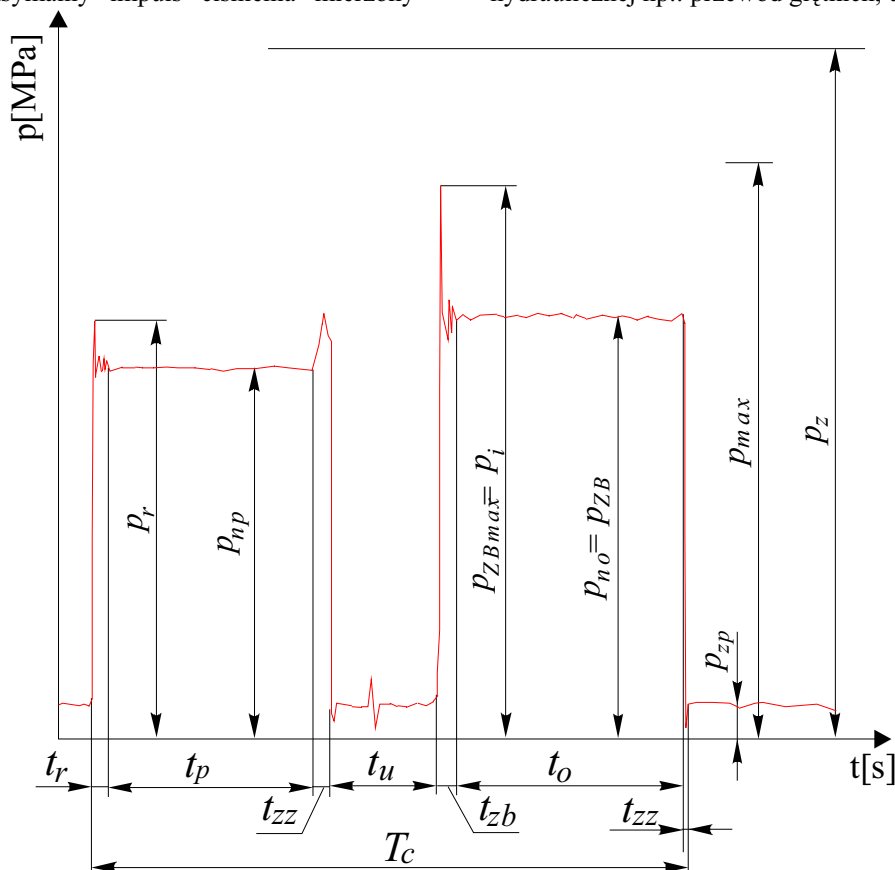
ciśnienie w układzie hydraulicznym. Na podstawie analizy zmian ciśnienia można oceniać stan elementów hydraulicznych (pompy, rozdzielacze, zawory, itp.) jak także układu hydraulicznego jako całości (próba dławienia, kontrola nastaw zaworu przelewowego w układzie, itp.). Z ciśnieniem i jego cechami nierozdzielnie związany jest czas. Ta zależność sygnału diagnostycznego jest coraz częściej wykorzystywana i zapisywana w postaci oscylogramów tzn. przebiegów ciśnienia oleju w określonym punkcie układu. Ten typ badań diagnostycznych nazywany jest badaniem dynamicznym mechanizmów roboczych.

Na podstawie tych badań, przeprowadzonych na obiektach rzeczywistych, można zidentyfikować stany niezdatności, które nigdy by się nie ujawniły podczas badań statycznych tych układów [2]. Brak tego typu badań może doprowadzić w końcowym efekcie do zniszczenia maszyny i zanieczyszczenia środowiska przez olej hydrauliczny. Badania takie stosowane winno być okresowo (sezonowo) również po każdej ingerencji w układ hydrauliczny (np. po naprawie).

Do charakterystyk dynamicznych (rys. 2) opisujących oscylogramy można zaliczyć: impulsy ciśnień zarejestrowane podczas cyklu funkcjonowania układu oraz czas ruchu roboczego i jałowego mechanizmu. Analiza uzyskanych w ten sposób cech sygnału diagnostycznego pozwala na identyfikację stanu technicznego lub lokalizację uszkodzenia układu hydraulicznego.

Jednym z najważniejszych wskaźników dynamicznych układów hydraulicznych podnoszenia [2] jest maksymalny impuls ciśnienia mierzony

w przewodzie tłocznym pompy lub w przewodzie zasilającym komory siłownika, który może wystąpić w różnych okresach funkcjonowania układu. Maksymalny impuls ciśnienia powstaje w najtrudniejszych warunkach funkcjonowania mechanizmu, ze względu na nagłą zmianę obciążeń układu podczas eksploatacji (np. przejazd przez poprzeczny uskok drogi). Maksymalny krótkotrwały impuls ciśnienia może osiągnąć różne wartości, nawet powodujące uszkodzenia instalacji hydraulicznej np.: przewód giętkich, uszczelniaczy.



Rys. 2. Przykładowy oscylogram ciśnień zarejestrowany w kanale tłocznym pompy oleju kombajnu do zbioru zbóż Bizon Z058 podnoszenia i opuszczania zespołu żniwnego (hedera):

p_{max} – maksymalne ciśnienie zarejestrowane podczas prób (pomiarów), p_r – maksymalne ciśnienie zarejestrowane podczas rozruchu, p_n – ciśnienie zidentyfikowane podczas ruchu ustalonego układu, (p_{np} – dla ruchu podnoszenia, p_{no} – dla ruchu opuszczanie zespołu żniwnego (hedera)), p_{zB} – ciśnienie otwarcia zaworu przelewowego (bezpieczeństwa), p_{zBmax} – maksymalne ciśnienie, podczas otwarcia zaworu przelewowego (bezpieczeństwa), p_i – maksymalny impuls ciśnienia, p_z – ciśnienie niszczące przewód hydrauliczny, p_{zp} – ciśnienie zaworu przelewowego układu, t_r – czas rozruchu układu, t_p – czas ruchu ustalonego dla podnoszenia układu, t_o – czas ruchu ustalonego dla opuszczania układu, t_{zB} – czas otwarcia i funkcjonowania zaworu przelewowego (bezpieczeństwa), t_{zz} – czas przesterowania rozdzielacza i/lub otwarcia zaworu zwrotnego, t_u – czas utrzymania (zatrzymania) elementu w określonym położeniu (wszystkie elementy sterujące układu hydraulicznego (zawory, rozdzielacze itp.) są w pozycji neutralnej), T_c – czas cyklu funkcjonowania układu

4. METODA DIAGNOZOWANIA UKŁADU HYDRAULICZNEGO

Zasadniczym celem prezentowanej metody diagnozowania układu hydraulicznego, było stworzenie mobilnego uniwersalnego urządzenia diagnostycznego które znajduje zastosowanie do diagnozowania układu hydraulicznego polskich kombajnów do zbioru zbóż serii Z056 i Z058.

Metoda diagnozowania rozpatrywanego układu została opracowana na podstawie modelu strukturalnego w postaci Macierzy Wiedzy Diagnostycznej (MWD). Macierz ta, zawiera relacje: *symptom diagnostyczny* $\rightarrow$ *stan* ($SD \rightarrow X$), dla wcześniej wyodrębnionych obiektów ze struktury rozpatrywanej maszyny. Moc relacji ($SD \rightarrow X$) reprezentowana jest przez wskaźnik pewności CF [5].

W ramach prowadzonych badań, metodą przetwarzania, dyskusji panelowych, metodą delficką oraz badań eksperymentalnych, uzyskano wiedzę, którą następnie zapisano w postaci algorytmu diagnozowania podukładu hydraulicznego sterowania funkcjonowaniem zespołu żniwnego (hedera) rys. 3.

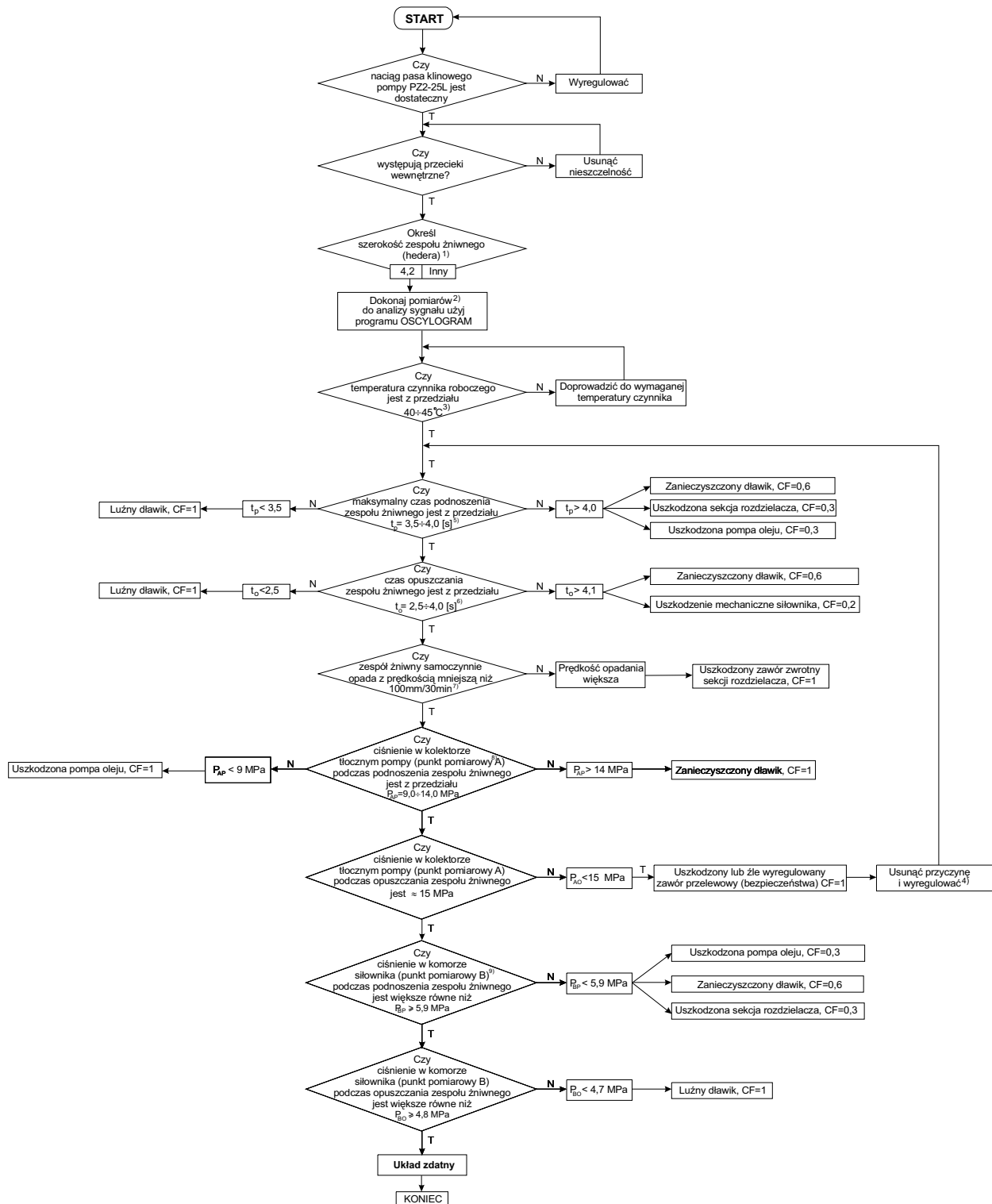
W prezentowanym algorytmie, kolejność sprawdzeń została tak dobrana, aby wyeliminować pytania zbędne lub budzące wątpliwość, np. procedura może być kontynuowana po upewnieniu się, czy naciąg pasa klinowego wałka pompy oleju jest prawidłowy, ponieważ jest to warunek

konieczny dla prawidłowego funkcjonowania układu hydraulicznego, jak i procedury diagnozowania zapisanej w postaci algorytmu.

Przejsięcie wszystkich etapów kontroli stanu według algorytmu przedstawionego na rys. 3 i nie stwierdzenie przekroczenia wartości dopuszczalnych, powoduje zakwalifikowanie rozpatrywanego układu jako zdatnego. Zaobserwowanie przynajmniej jednego symptomu prowadzi do zidentyfikowania niezdatności.

W metodzie diagnozowania z wykorzystaniem przedstawionego algorytmu musi być zastosowany analizator, z układem pomiarowo–przetwarzającym, umożliwiającym wnioskowanie o stanie niezdatności maszyny na podstawie analizy zmian wartości: ciśnienia, natężenia lub prędkości przepływu czynnika roboczego, temperatury, przemieszczeń elementów roboczych i prędkości obrotowej elementów wirujących.

W prezentowanych badaniach wykorzystano analizator diagnostyczny KSD-400, z którym współpracował komputer typu „notebook” wraz z multipleksowaną szesnastowejściową kartą przetwornika analogowo-cyfrowego w standardzie PCMCIA, DAQCard™ 6024E firmy National Instruments. Całość uzupełniają dwa czujniki ciśnienia oleju NPXG 250 (Trafag), czujnik temperatury czynnika roboczego TCHM-100 oraz impulsowy czujnik prędkości obrotowej typu CLF 10 (foto).



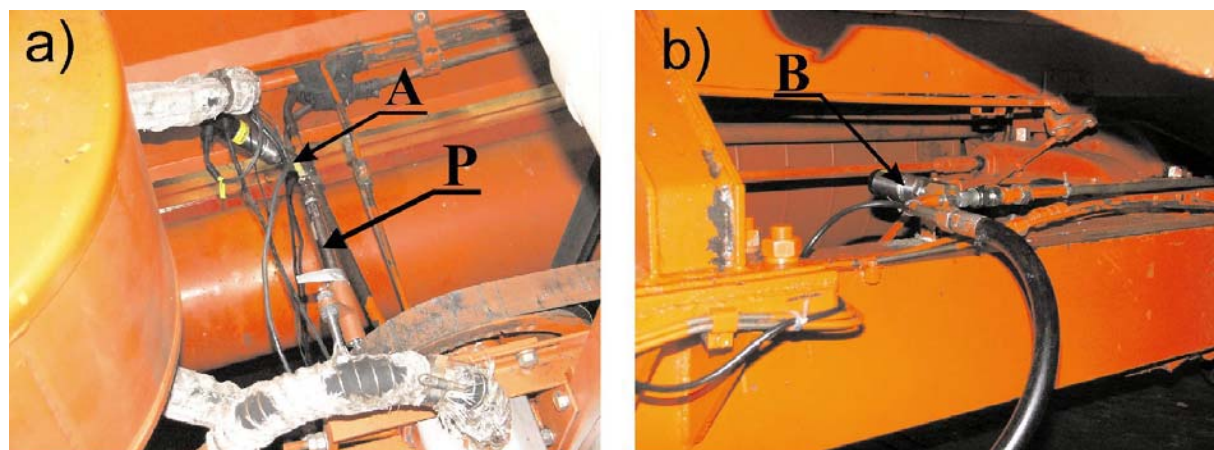
Rys. 3. Algorytm diagnozowania podukładu hydraulicznego sterowania funkcjonowaniem zespołu żniwnego kombajnu do zbioru zbóż Bizon Z058

Znaczenie odnośników zawartych w algorytmie (rys. 3) jest następujące:

- 1) – identyfikacja szerokości roboczej zespołu żniwnego. Dla prezentowanej wersji algorytmu dostępna jest jedynie szerokość 4,2 m. Informacja ta jest konieczna dla określenia wartości bazowych sygnałów diagnostycznych, niezbędnych w toku diagnozowania;
- 2) – identyfikacja cech sygnału powinna odbywać się za pomocą specjalistycznego programu do analizy sygnału przebiegu ciśnienia w czasie. Proponowany jest tu program „Oscylogram”, przygotowany w ramach budowanego systemu diagnostycznego [4, 5];
- 3) – badania kontrolno-diagnostyczne należy prowadzić przy temperaturze czynnika roboczego $40 \pm 45^\circ\text{C}$ [1];
- 4) – wyregulować nastaw zaworu przelewowego [1];
- 5) – czas podnoszenia zespołu żniwnego – jest to czas podnoszenia kompletnego zespołu żniwnego na wysokość transportową $H=1000$ mm, mierzona na nożykach przyrządu tnącego, przy włączonym tylko napędzie układu

hydraulicznego, a obroty wałka silnika napędowego winny być nominalne. Pozostałe układy kombajnu są wyłączone. Maksymalny czas podnoszenia 4,0 [s] [1];

- 6) – czas opuszczania zespołu żniwnego z górnego do dolnego położenia transportowego, minimalny czas 2,5 [s] [1];
- 7) – maksymalna prędkość samoczynnego opadania zespołu żniwnego, przy neutralnym położeniu dźwigiennik rozdzielacza w ciągu 30 min/100 mm [1];
- 8) – punkt pomiarowy A - umiejscowienie czujnika pomiaru ciśnienia oleju w przewodzie tłocznym pompy oleju (rys. 4a);
- 9) – punkt pomiarowy B - umiejscowienie czujnika pomiaru ciśnienia oleju w przewodzie zasilającym siłowników zespołu żniwnego (rys. 4b).



Rys. 4. Widok punktów pomiarowych wraz z czujnikami pomiaru ciśnienia (A i B) oraz prędkości obrotowej CLF 10 (P), a) kanał tłoczny pompy oleju, punkt pomiarowy - A, b) przewód zasilający siłowniki zespołu żniwnego, punkt pomiarowy - B

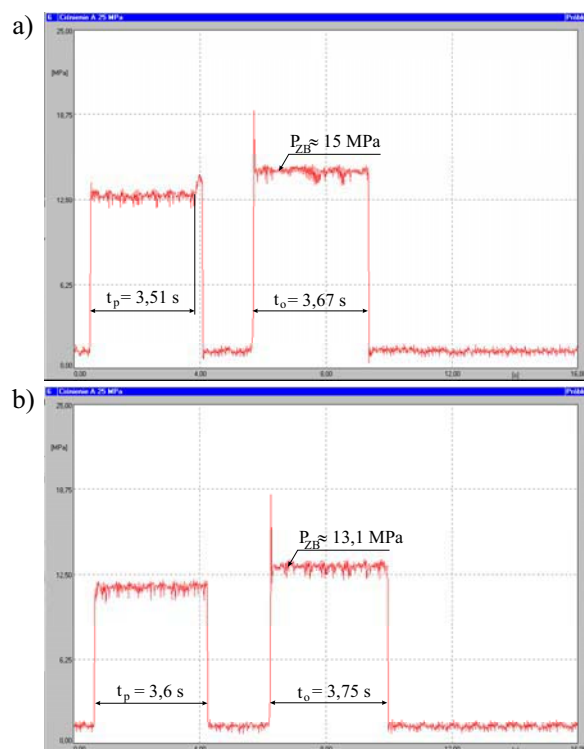
5. WYNIKI BADAŃ I ICH ANALIZA

Badania przeprowadzono na układzie hydraulicznym kombajnu do zbioru zbóż Bizon Z058 w Laboratorium Maszyn Rolniczych, Wydziału Nauk Technicznych w Olsztynie.

Weryfikację prezentowanej metody diagnozowania przeprowadzono metodą testową. W tym celu wykonano pomiary zmian ciśnienia w funkcji czasu dla podukładu hydraulicznego sterowania funkcjonowaniem zespołu żniwnego. Pomiary te, dokonano dla podukładu zdadnego i niezadnego, które następnie poddano analizie za pomocą prezentowanego algorytmu. Wyniki tych pomiarów przedstawiono na rys. 5-7.

Rysunek 5 przedstawia oscylogram przebiegu ciśnienia w funkcji czasu, zarejestrowany w kanale

tłocznym pompy oleju. Z analizy uzyskanych wyników weryfikacyjnych wynika, że ciśnienie otwarcia, zarejestrowane w układzie z błędną regulacją zaworu bezpieczeństwa, jest niższe w przybliżeniu o 2 MPa, w porównaniu do układu z prawidłowo wyregulowanym zaworem bezpieczeństwa. Podobnie jak wynikało to z badań eksperymentalnych, taka różnica nie wpływa znacząco na wartości czasu podnoszenia t_p układu, który w obu przypadkach wynosił w przybliżeniu 3,6 s oraz czasu opuszczania układu t_o , który dla obu nastaw zaworu jest bliski 3,7 s.

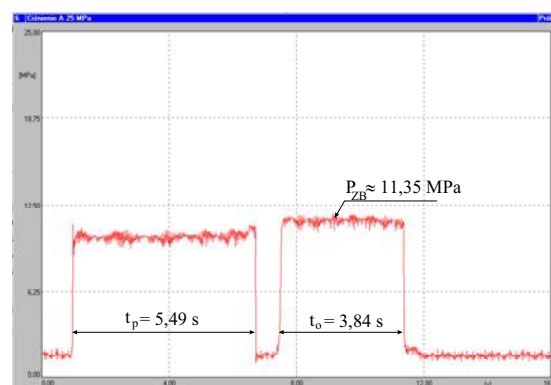


Rys. 5. Przebieg ciśnienia w funkcji czasu (punkt pomiarowy A – kanał tłoczny pompy oleju), a) układ zdalny, zawór przelewowy prawidłowo wyregulowany $p_{ZB} \approx 15$ MPa, b) układ z błędnie wyregulowanym zaworem bezpieczeństwa $p_{ZB} \approx 13,1$ MPa

Jak już wcześniej wspomniano, na czas podnoszenia zespołu żniwnego wpływa między innymi właściwa regulacja zaworu przelewowego. Nie identyfikuje się negatywnego wpływu na funkcjonowanie układu, gdy nastaw zaworu przelewowego odbiega o 2÷3 MPa od wartości nominalnych. Jednakże przekroczenie tej wartości powoduje wzrost czasu podnoszenia układu co obrazuje rys. 6, jednocześnie obserwuje się wzrost temperatury czynnika roboczego przy wielokrotnym podnoszeniu układu.

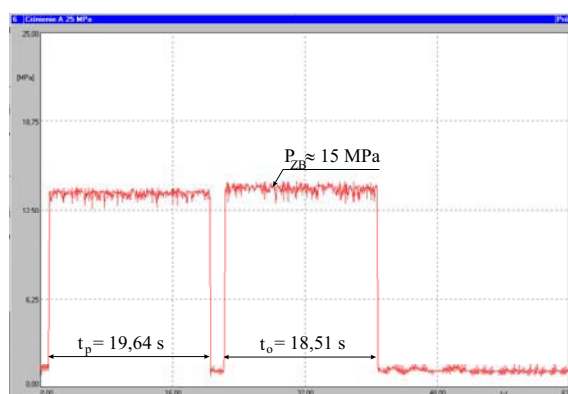
Jak wynika z rys. 6 przy nastawie zaworu bezpieczeństwa na wartość $p_{ZB} \approx 11,35$ MPa, następował wzrost czasu podnoszenia zespołu żniwnego do $t_p = 5,49$ s, przy niezauważalnej różnicy czasu opuszczania $t_o = 3,84$ s w porównaniu do wartości nominalnych odpowiednio $t_p = 3,51$ s i $t_o = 3,7$ s.

Na rys. 7 przedstawiono przebiegi ciśnienia dla układu, w którym umieszczono dławik ograniczający przepływ oleju, symulując zanieczyszczenie filtra oleju.



Rys. 6. Przebieg ciśnienia w funkcji czasu (punkt pomiarowy A), dla układu z błędnie wyregulowanym zaworem bezpieczeństwa $p_{ZB} \approx 11,35$ MPa

Z analizy rys. 7 wynika iż, zanieczyszczenie to kilkukrotnie wydłuża czas podnoszenia zespołu żniwnego $t_p = 19,64$ s. Ten stan niezdatności powoduje ponadto, wzrost ciśnienia w kolektorze tłocznym pompy do wartości około 14 MPa, bliskiej ciśnieniu otwarcia zaworu bezpieczeństwa.



Rys. 7. Przebieg ciśnienia w funkcji czasu (punkt pomiarowy A), dla układu w którym umieszczenie dławika ograniczającego przepływ oleju, symulując zanieczyszczenie filtra oleju

Przeprowadzona analiza potwierdziła poprawność funkcjonowania prezentowanego algorytmu jednocześnie potwierdzając, ustalone relacje diagnostyczne pozyskane na drodze eksperymentalnej.

6. PODSUMOWANIE

Prezentowana metoda diagnozowania podukładu hydraulicznego sterowania funkcjonowaniem zespołu żniwnego kombajnu serii Bison pozwala na dynamiczną identyfikację takich stanów niezdatności jak: błędna regulacja bądź uszkodzenie zaworu bezpieczeństwa, stanu pompy oleju, luźnych

bądź zanieczyszczonych dławików w układzie hydraulicznym, stanu rozdzielaczy hydraulicznych czy akumulatora hydraulicznego.

Badania weryfikacyjne potwierdziły słuszność ustalonych relacji diagnostycznych, pomiędzy przebiegiem ciśnienia w funkcji czasu, a stanem podukładu hydraulicznego sterowania zespołem zniwnym.

Prezentowane urządzenie, można traktować jako półautomatyczne, zewnętrzne urządzenie diagnostyczne, przyłączane do obiektu w chwili badania i oceny jego stanu.

Badania dynamiki układu dotyczą przebiegów przejściowych. Należy jednak podkreślić, że w większości przypadków w dużych maszynach roboczych funkcjonujących przede wszystkim przy zmiennym obciążeniu trudno wyróżnić fazę ruchu ustalonego. Ponieważ znajdują się one w stanie ciągłego procesu dynamicznego (zmian obciążenia siłowników zespołu zniwnego od siły bezwładności hedera w wyniku przejazdu przez poprzeczny uskok pola czy zmiana masy zboża obciążająca zespół zniwny, itp.).

Prezentowana metoda diagnozowania jest ponadto metodą „ekologiczną” tzn. pozwala na szybką i pewną ocenę stanu technicznego poszczególnych obwodów bądź elementów układu hydraulicznego bez potrzeby ich demontażu. Konieczne jest tu jedynie uzbrojenie układu w czujniki pomiarowe. Ten sposób podejścia do diagnozowania ogranicza w znacznym stopniu, możliwość zanieczyszczenia środowiska naturalnego olejem hydraulicznym. Odgrywa to szczególną rolę w przypadku maszyn rolniczych w których lokalizacja ewentualnego stanu niezdatności i jego naprawa, odbywa się najczęściej w warunkach polowych.

LITERATURA

- [1] Instrukcja napraw: *Kombajn Z058 Bizon-Rekord*, Wydawnictwo Przemysłu Maszynowego, WEMA, Warszawa, 1985.
- [2] Kollek W., Palczak E.: *Badania dynamiczne mechanizmów roboczych maszyn i urządzeń*. Prace naukowe Instytutu Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Wrocławskiej. Nr 78/1995.
- [3] Michalski R.: *Diagnostic models of hydraulic systems in agricultural and construction machines*. Transactions of the Institute of Fluid-Flow Machinery No. 110, 2002.
- [4] Rychlik A., Wierzbicki S.: *Budowa Hybrydowego Systemu Ekspertowego wspomagającego diagnozowanie kombajnu do zbioru zbóż Bizon Z058*. Diagnostyka 33.
- [5] Rychlik A.: *Wykorzystanie Hybrydowego Systemu Ekspertowego w diagnostyce wybranych maszyn samojezdnych*. Rozprawa doktorska. Politechnika Warszawska, Wydział Budownictwa, Mechaniki i Petrochemii. Płock, 2005.

- [6] Informacja prasowa. *System CAN, nowe możliwości w świecie samojezdnych maszyn roboczych*. Przegląd Mechaniczny 7-8/2003.



Dr inż. Arkadiusz RYCHLIK absolwent Wydziału Mechanicznego ART w Olsztynie. Obecnie jest adiunktem w Katedrze Budowy, Eksploatacji Pojazdów i Maszyn na Wydziale Nauk Technicznych, UWM w Olsztynie. Jest

kierownikiem Laboratorium Dydaktyczno Usługowego Diagnostyki Pojazdów. W pracy zajmuje się zagadnieniami eksploatacji i diagnostyki pojazdów i maszyn.

INTELLIGENT METHODS OF ANN TYPE IN SYMPTOM DIAGNOSTIC OF MOTORCAR VEHICLES' ELECTRICAL EQUIPMENT

Alexander YASTREBOV, Stanisław GAD, Grzegorz SŁOŃ, Mariusz ŁASKAWSKI

Kielce University of Technology
Al. Tysiąclecia P. P. 7, 25-314 Kielce, Poland, e-mail: enegs@tu.kielce.pl

Abstract

In this paper the intelligent computer diagnostic system for specified symptom models is presented. Concluding rules are executed with the help of artificial neural networks (ANN) and fuzzy neural networks (type MLP and TSK). Performed system was used for diagnosing of the vehicle's electrical equipment. Results of the computer simulations presented in the paper, carried out for the simulated and real signals, prove efficiency of the system.

Keywords: artificial intelligence, neural networks, diagnostic, vehicles.

INTELLIGENTNE METODY TYPU SSN W SYMPTOMOWEJ DIAGNOSTYCE WYPOSAŻENIA ELEKTRYCZNEGO POJAZDÓW SAMOCHODOWYCH

Streszczenie

W artykule przedstawiono inteligentny komputerowy system diagnostyczny dla szczególnych modeli symptomowych. Reguły wnioskujące są realizowane z pomocą sztucznych sieci neuronowych (SSN) oraz sieci neuronowo-rozmytych (typu MLP oraz TSK). Opracowany system został zastosowany do diagnozowania wyposażenia elektrycznego w pojeździe. Wyniki symulacji komputerowych przedstawione w artykule, uzyskane dla sygnałów symulacyjnych oraz zmierzonych, potwierdzają skuteczność systemu.

Słowa kluczowe: sztuczna inteligencja, sieci neuronowe, diagnostyka, pojazdy.

1. INTRODUCTION

The solution of the task in the symptom diagnostic firstly depends on the quality of the preliminary information about the object and diagnostic signals, secondly on the complexity of the diagnostic object [8]. According to kind of the preliminary information, diagnostic tasks can be divided into: diagnostic with complete object information and incomplete object information. In the first case, the problem is comparable with the recognition task with complete information [2]. Technical diagnostic task with complete preliminary information can be treated like the problem of the sets classification with single elements (faults), with sufficient knowledge for their discrimination. To solve the technical diagnostic problem with incomplete preliminary object information, as a particular example of the classification task, methods based on supplementation of the lack of knowledge, on the basis of measured current symptom signals, were applied. For it, different adaptive methods [2, 7] or intelligent methods (training), chosen in the form of ANN (MLP and TSK) [1, 3, 4, 6] were used depending on applied models for describing technical diagnostic task (symptom diagnostic). On the other hand, it must be considered that the task of the computer diagnostic

in complex technical systems is difficult to solve owing to the nonlinearity and often-unknown relationships between faults and symptom signals. In order to investigate these kinds of problems, different intelligent diagnostic methods are used, depending on the selection of the diagnostic model and the nature of the considered problem. It should be noticed that specification of the vehicle's electrical equipment's diagnostic consists of: short live of processes and certain limitation of possibilities of obtaining all diagnostic signals from the sensing elements, what should be taken into consideration in the process of constructing a suitable computer diagnostic system.

In this paper, results of the synthesis and analysis of the performed intelligent computer diagnostic system, based on multiple layered feed forward artificial neural networks, type MLP and TSK, are presented. A general scheme of the complex diagnostic model (of the contemporary vehicle) is presented together with suitable components. A computer intelligent symptom diagnostic system (CISDS) was constructed in the form of a bank of ANN, with an additional expert decision block for selecting the type and quantity of input signals (discrimination of input signals). Chosen results of the computer simulation and experimental tests of

CISDS, for selected electrical elements of the vehicle, are also presented.

2. THE SYMPTOM MODEL OF THE DIAGNOSTIC OBJECT

As it was presented in the introduction, the basis of the symptom diagnostic is designing, using expert knowledge, sets of symptom signals and faults and the suitable computer diagnostic system based on some intelligent recognition algorithms (classification). The important feature of that kind of rules is settlement of the model of the diagnostic object in form of suitable, unique representations between sets of measureable symptoms and set of faults.

2.1. General scheme of the model

The above-mentioned problem, for the optional diagnostic objects, can be described in the following way. On the basis on expert knowledge, for a diagnostic system (for instance: some vehicle's electrical equipments), three sets are built:

$$\begin{aligned} S^a &= \{S_1, \dots, S_K\}; F^a = \{F_0, F_1, \dots, F_N\}; \\ \Omega^a &= \{\Omega_1, \dots, \Omega_L\} \end{aligned} \quad (1)$$

where: S^a – preliminary symptoms set (possible to measure), F^a – preliminary suitable faults set (F_0 – for correct work), Ω^a – preliminary set of classes of faults, including suitable faults F^a .

During the designing of the diagnostic system, it must be carried out, basing on S^a , F^a , Ω^a , suitable diagnostic rules (concluding), which define relationships between symptoms and faults (fig. 1):

$$F^a \xleftrightarrow{D^a} S^a \quad (2)$$

where: $D^a = \{D_1, \dots, D_M\}$ – set of concluding rules.

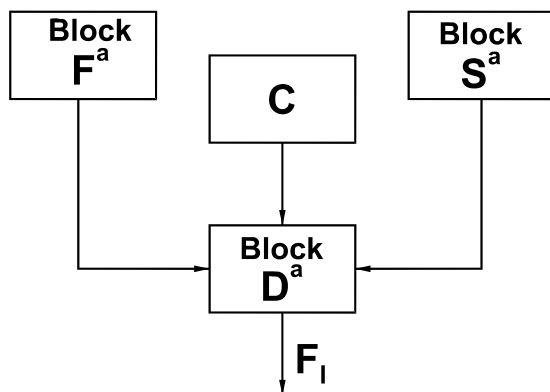


Fig. 1. General scheme of the diagnostic concluding (F_i – fault, C – generalized costs of building of rules block D^a).

It must be stressed that very often, during the realization of computer diagnostic algorithms,

instead of sets S^a , F^a , Ω^a , their simplified (working) versions are used.

The example of the diagnostic system (1)-(2) from fig. 1 is presented in fig. 3.

In order to create suitable diagnostic rules D^a it is necessary to have the information (or lack of information) about connections between symptoms and faults. In the symptom diagnostic that kind of information is often presented in form of the so-called binary data matrixes, which contain relationships between symptoms and faults obtained basing on expert knowledge:

$$I^a = \{\alpha_{ij}\} \quad (3)$$

$$\text{where: } \alpha_{ij} = \begin{cases} 0 & \text{where } S_j \text{ is not a symptom of } F_i \\ 1 & \text{where } S_j \text{ is a symptom of } F_i \end{cases}$$

$$(i = 0, \dots, N; j = 1, \dots, K)$$

Having complete information, matrix I^a can be used to build the following logic diagnostic relations:

$$F_i \rightarrow S_{k1} \wedge S_{k2} \wedge \dots \wedge S_{ki} \quad (i = 0, 1, \dots, N) \quad (4)$$

$$S_j \rightarrow F_{l1} \vee F_{l2} \vee \dots \vee F_{lj} \quad (j = 1, 2, \dots, K) \quad (5)$$

It is worth to notice that often, in case of indiscrimination of faults, F_i in (4) is changed into a suitable element from the set of classes Ω^a .

Having incomplete information, relations (4)-(5) are usually substituted for the self-trained systems (for instance: ANN type MLP) or for concluding fuzzy logic rules, (for instance: TSK - model Tokagi-Sugeno-Kanga). These kinds of solutions are realized by CISDS.

Usually for symptom signals from set S^a , there are specified diagnostic intervals, which characterize correct work of the object or faults:

$$P^a = \{[a_j, b_j]; a_j < b_j, a_j \leq S_j \leq b_j - \text{correct work}, S_j < a_j \vee S_j > b_j - \text{fault}, j = 1, \dots, K\} \quad (6)$$

For it, ranges of S_j values are not always precisely given and this is a reason of common application of diagnostic training methods. Finally, general diagnostic symptom model will be given by the following set of relationships:

$$\text{SDM} = \{S^a, F^a, \Omega^a, I^a, P^a\} \quad (7)$$

where: SDM – Symptom Diagnostic Model

2.2. The symptom model of the vehicle's electrical equipment

Sets of faults, symptoms and classes for SDM type of (7), prepared on the basis of expert knowledge, are listed in tables 1, 2, 3 and (8).

Table 1.
Set of faults

POSSIBLE FAULTS
F_0 – correct work
ENGINE
F_1 – fault of I. C. engine (engine is worn-out or locked);
F_{30} – damage of combustion engine (worn engine);
F_2 – fault of immobiliser
F_3 – fault of sensor of position and velocity of drive shaft CPS
SUPPLY CIRCUIT
F_4 – fault of alternator
F_5 – fault of voltage regulator
F_6 – fault of accumulator
IGNITION SYSTEM
F_7 – fault of ignition switch
F_8 – fault of electronic controller of ignition system
F_9 – fault of ignition coil
F_{10} – fault of ignition cable
F_{11} – fault of ignition plug
START SYSTEM
F_{12} – fault of ignition switch
F_{13} – fault of cable: ignition switch – starter
F_{14} – fault of electromagnetic switch
F_{15} – fault of starter
F_{16} – fault of coupling mechanism of starter
FUEL SUPPLY SYSTEM
F_{17} – fault of fuel pump relay;
F_{18} – fault of fuel pump
F_{19} – fault of injection device controller
F_{20} – fault of injector
F_{31} – leakiness in suction manifold
F_{32} – lack of fuel in fuel tank
COOLER CIRCUIT
F_{21} – fault of thermostat
F_{22} – leakiness of cooler circuit
F_{23} – fault of cooler fan
LUBRICATION SYSTEM
F_{24} – fault of oil pump
F_{25} – oil route is clogged
F_{33} – lack of pressure in lubrication system
EXHAUST SYSTEM
F_{26} – fault of valve of exhaust gas recirculation
F_{27} – fault of λ sounder 1
F_{28} – fault of λ sounder 2
F_{29} – fault of catalytic converter

S_9 – Signal from sensor of air temperature MAT
S_{10} – Signal of supply of fuel pump relay
S_{11} – Signal of supply of fuel pump
S_{12} – Fuel jet (pressure of fuel)
S_{13} – Signal from sensor of fuel level
S_{14} – Signal from sensor of throttling valve position (TPS)
S_{15} – Signal from sensor of accelerator position
S_{16} – Injectors signals
S_{17} – Injectors
S_{18} – Signal from ignition switch, turning on electromagnetic switch of starter
S_{19} – Signal of turning on contacts of electromagnetic switch of starter
S_{20} – Current signal of supply of starter windings
S_{21} – Torque of starter rotor
S_{22} – Signal controlling of electronic switch impulse
S_{23} – Signal of high voltage from ignition coil
S_{24} – Signal of high voltage on ignition plug
S_{25} – Ignition spark
S_{26} – Signal from sensor of engine temperature CTS
S_{27} – Signal of turning on cooler fan I
S_{28} – Signal of turning on cooler fan II
S_{29} – Signal from sensor of pressure in cooler circuit
S_{30} – Signal from sensor of oil temperature
S_{31} – Signal from λ sounder 1
S_{32} – Signal from λ sounder 2
S_{33} – System of exhaust gas recirculation
S_{34} – Signal from sensor of pressure in suction manifold MAP
S_{35} – Signal from sensor of oil pressure
S_{36} – Valve of changeable geometry of suction system VGIS

The set Ω^a can be represented (according to table 1) as:

$$\begin{aligned} \Omega_1 &= \{F_0\}, \Omega_2 = \{F_1, F_{30}, F_2, F_3\}, \\ \Omega_3 &= \{F_4, F_5, F_6\}, \Omega_5 = \{F_{12}, F_{13}, F_{14}, F_{15}, F_{16}\}, \\ \Omega_6 &= \{F_{17}, F_{18}, F_{19}, F_{20}, F_{31}, F_{32}\}, \\ \Omega_7 &= \{F_{21}, F_{22}, F_{23}\}, \Omega_8 = \{F_{24}, F_{25}, F_{33}\}, \\ \Omega_9 &= \{F_{26}, F_{27}, F_{28}, F_{29}\} \end{aligned} \quad (8)$$

Diagnostic intervals (6) for chosen symptoms of the typical vehicle are presented in table 3. It is noticed that these intervals can be different depending on the type of studied vehicle (values in table 3 were obtained from vehicle standards and technical documentation of Nubira 2.0). That fact does not allow to use them in diagnostic typical (exact) inference logic rules.

Table 2.
Set of symptom signals

SYMPTOM SIGNALS
S_1 – Accumulator voltage
S_2 – Controlled voltage – alternator output
S_3 – Excitation current of alternator
S_4 – Signal from ignition switch – 1
S_5 – Ignition signal from ignition switch
S_6 – Sensor of position and velocity of drive shaft CPS
S_7 – Immobiliser signal
S_8 – Signal from sensor of detonating combustion

Table 3.
Chosen symptom signals with corresponding
measured values

	Incorrect work	Correct work
S_1	$U < 13,5 \text{ V}$	$13,5 < U < 14,4 \text{ V}$
S_2	$U < 13,8 \text{ V}$ or $U > 14,4 \text{ V}$	$13,8 < U < 14,4 \text{ V}$
S_3	$I < 0,5 \text{ A}$ or $I > 3 \text{ A}$	$0,5 < I < 3 \text{ A}$
S_4	$U < 10,5 \text{ V}$ or $U > 14,4 \text{ V}$	$10,5 < U < 14,4 \text{ V}$
S_5	$U < 10,5 \text{ V}$ or $U > 14,4 \text{ V}$	$10,5 < U < 14,4 \text{ V}$
S_6	$U < 0,95 \text{ V}$ or $U > 1,2 \text{ V}$	$0,95 < U < 1,2 \text{ V}$
S_7	$U < 1,2 \text{ V}$	$U > 1,2 \text{ V}$
S_8	$F < 115 \text{ Hz}$ or $F > 150 \text{ Hz}$	$115 < F < 150 \text{ Hz}$
S_9	$R < 40 \Omega$ or $R > 80 \Omega$	$40 < R < 80 \Omega$
S_{10}	$U < 10,5 \text{ V}$ or $U > 14,4 \text{ V}$	$10,5 < U < 14,4 \text{ V}$
S_{11}	$U < 8,0 \text{ V}$	$U > 8,0 \text{ V}$
S_{12}	$P < 283 \text{ kPa}$	$283 < P < 324 \text{ kPa}$
S_{13}	$U < 8,0 \text{ V}$	$U > 8,0 \text{ V}$
S_{14}	$U < 0,4 \text{ V}$ or $U > 5,0 \text{ V}$	$0,4 < U < 5,0 \text{ V}$
S_{16}	$R < 11,6 \Omega$ or $R > 13,5 \Omega$	$11,6 < R < 12,4 \Omega$
S_{17}	$U < 8,0 \text{ V}$	$U > 8,0 \text{ V}$
S_{18}	$U < 8,0 \text{ V}$	$U > 8,0 \text{ V}$
S_{19}	$U < 8,0 \text{ V}$	$U > 11,5 \text{ V}$
S_{20}	$U < 8,0 \text{ V}$	$U > 11,5 \text{ V}$
S_{21}	$M < 20 \text{ Nm}$	$M > 20 \text{ Nm}$
S_{22}	$U < 0,2 \text{ V}$	$0,2 < U < 2,0 \text{ V}$
S_{23}	$U < 15,0 \text{ kV}$	$U > 15,0 \text{ kV}$
S_{24}	$U < 15,0 \text{ kV}$	$U > 15,0 \text{ kV}$
S_{26}	$U < 4,5 \text{ V}$ or $U > 5,5 \text{ V}$	$4,5 < U < 5,5 \text{ V}$
S_{27}	$T < 90^\circ\text{C}$ or $T > 94^\circ\text{C}$	$90 < T < 93^\circ\text{C}$
S_{28}	$T < 94^\circ\text{C}$	$94 < T < 97^\circ\text{C}$
S_{29}	$P < 900 \text{ hPa}$ or $P > 1000 \text{ hPa}$	$900 < P < 1100 \text{ hPa}$
S_{31}	$U < 300 \text{ mV}$ or $U > 800 \text{ mV}$	$300 < U < 800 \text{ mV}$
S_{32}	$U < 300 \text{ mV}$ or $U > 800 \text{ mV}$	$300 < U < 800 \text{ mV}$
S_{33}		$R \approx 0 \Omega$
S_{34}	$U < 1,0 \text{ V}$ or $U > 5,0 \text{ V}$	$1,0 < U < 2,0 \text{ V}$
S_{35}	$P < 2000 \text{ hPa}$ or $P > 3500 \text{ hPa}$	$2000 < P < 3500 \text{ hPa}$
S_{36}	$R < 11,6 \Omega$ or $R > 12,4 \Omega$	$11,6 < R < 12,4 \Omega$

On the basis of expert knowledge about diagnostic model, taking into consideration table 3, binary diagnostic matrix type (3) can be written in form presented in table 4 (1 at the intersection of i row and j column means that signal S_j is a symptom of fault F_i , 0 – means lack of symptom connections):

Table 4.
General binary matrix I'' for most significant
properties of the diagnosed object

F/S	ω_1	ω_2	ω_3	ω_4	ω_5	ω_6	ω_7	ω_8	ω_9	ω_{10}	ω_{11}	ω_{12}	ω_{13}	ω_{14}	ω_{15}	ω_{16}	ω_{17}	ω_{18}	ω_{19}	ω_{20}	ω_{21}	ω_{22}	ω_{23}	ω_{24}	ω_{25}	ω_{26}	ω_{27}	ω_{28}	ω_{29}	ω_{30}	ω_{31}	ω_{32}	
F_0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
F_1	0	1	1	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	0	0	0	1	1	1	0	0	1	1	1	1	1	1	1
F_2	0	1	1	0	0	0	1	0	0	0	1	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1
F_3	0	1	1	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	0	0	0	0	1	1	1	0	0	1	1	1	1	1	1
F_4	0	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
F_5	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
F_6	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	
F_7	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	
F_8	0	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	0	1	1	1	1	1	1	
F_9	0	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	0	1	1	1	1	1	1	1	
F_{10}	0	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	1	1	1	1	1	1	1	
F_{12}	0	1	1	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	1	1	1	1	1	1	
F_{13}	0	1	1	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	0	1	1	1	1	1	1	0	1	1	1	1	1	1	
F_{14}	0	1	1	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	0	1	1	1	1	1	1	0	1	1	1	1	1	1	

F_{15}	0	1	1	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	0	0	1	1	1	1	1	0	1	1	1	1	1	1	1
F_{16}	0	1	1	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	0	0	0	1	1	1	1	0	1	1	1	1	1	1	1
F_{17}	0	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1
F_{18}	0	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1
F_{19}	0	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1
F_{20}	0	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1
F_{21}	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
F_{22}	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
F_{23}	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
F_{27}	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
F_{28}	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
F_{29}	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
F_{30}	0	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1
F_{32}	0	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1
F_{33}	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

It is remarkable that, after preliminary analysis of the binary matrix I'' , table 4 can be reduced. On the basis of binary matrix from table 4, it is easy to create logical rules (4)-(5) that define relationships between sets S^a and F^a , for example (9)-(10):

$$\begin{aligned}
 F_1 &\rightarrow S_2 \wedge S_3 \wedge S_6 \wedge S_{16} \wedge S_{17} \wedge S_{21} \wedge S_{22} \wedge \\
 &\quad \wedge S_{23} \wedge S_{24} \wedge S_{31} \wedge S_{32} \wedge S_{33} \\
 F_2 &\rightarrow S_2 \wedge S_3 \wedge S_7 \wedge S_{10} \wedge S_{11} \wedge S_{12} \wedge S_{31} \wedge \\
 &\quad \wedge S_{32} \wedge S_{33} \\
 F_3 &\rightarrow S_2 \wedge S_3 \wedge S_6 \wedge S_{16} \wedge S_{17} \wedge S_{22} \wedge S_{23} \wedge \\
 &\quad \wedge S_{24} \wedge S_{31} \wedge S_{32} \wedge S_{33} \\
 F_4 &\rightarrow S_2 \wedge S_3 \\
 F_5 &\rightarrow S_2 \\
 F_6 &\rightarrow S_1 \wedge S_2 \wedge S_3 \wedge S_4 \wedge S_5 \wedge S_6 \wedge S_7 \wedge S_8 \wedge \\
 &\quad \wedge S_9 \wedge S_{10} \wedge S_{11} \wedge S_{12} \wedge S_{13} \wedge S_{14} \wedge \\
 &\quad \wedge S_{16} \wedge S_{17} \wedge S_{18} \wedge S_{19} \wedge S_{20} \wedge S_{21} \wedge \\
 &\quad \wedge S_{22} \wedge S_{23} \wedge S_{24} \wedge S_{26} \wedge S_{27} \wedge S_{31} \wedge \\
 &\quad \wedge S_{32} \wedge S_{33} \quad \dots
 \end{aligned} \tag{9}$$

$$\begin{aligned}
 S_1 &\rightarrow F_6 \\
 S_2 &\rightarrow F_1 \vee F_2 \vee F_3 \vee F_4 \vee F_5 \vee F_6 \vee F_7 \vee \\
 &\quad F_8 \vee F_9 \vee F_{10} \vee F_{12} \vee F_{13} \vee F_{14} \vee \\
 &\quad F_{15} \vee F_{16} \vee F_{17} \vee F_{18} \vee F_{19} \vee F_{20} \vee \\
 &\quad F_{30} \vee F_{32} \\
 S_3 &\rightarrow F_1 \vee F_2 \vee F_3 \vee F_4 \vee F_6 \vee F_7 \vee F_8 \vee \\
 &\quad F_9 \vee F_{10} \vee F_{12} \vee F_{13} \vee F_{14} \vee F_{15} \vee \\
 &\quad F_{16} \vee F_{17} \vee F_{18} \vee F_{19} \vee F_{20} \vee F_{30} \vee \\
 &\quad F_{32} \\
 S_4 &\rightarrow F_6 \vee F_7 \\
 S_5 &\rightarrow F_6 \vee F_7 \\
 S_6 &\rightarrow F_1 \vee F_3 \vee F_6 \vee F_7 \vee F_{12} \vee F_{13} \vee \\
 &\quad F_{14} \vee F_{15} \quad \dots
 \end{aligned} \tag{10}$$

3. COMPUTER INTELLIGENT DIAGNOSTIC SYSTEM

In fig. 2 a general scheme of CISDS, developed in form of the ANN bank, is presented.

Basic localization blocks (concluding for incomplete information) LB_j ($j = 1, \dots, n$) are based on feed forward artificial neural networks type MLP or fuzzy neural networks type TSK (fig. 3), depending on the possibility of faults recognition and accessible data. With it, for proper adaptive training, suitable input signals are selected in DB_j and diagnostic procedure is realized in hierarchical

way. The system works, for every step, on the basis of the reduction of diagnostic sets. For events when only one fault is detected, the diagnostic system stops working (quick diagnostic). If there is more than one fault, the system starts executing the second step of diagnosing – using fuzzy neural networks (precise localization).

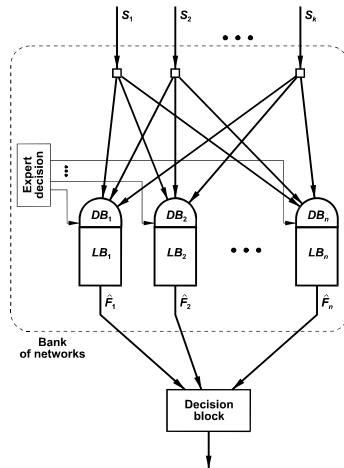


Fig. 2. General diagram of the intelligent computer diagnostic system (S_i – individual symptom signal ($i = 1, \dots, 36$), DB_j – individual discrimination block ($j = 1, \dots, 33$), LB_j – localization block, $\hat{F}_j$ – individual informative damage signal (from 0 to 1), *Expert decision* – block of symptom signals selection, *Decision block* – block of the choice of most probable fault).

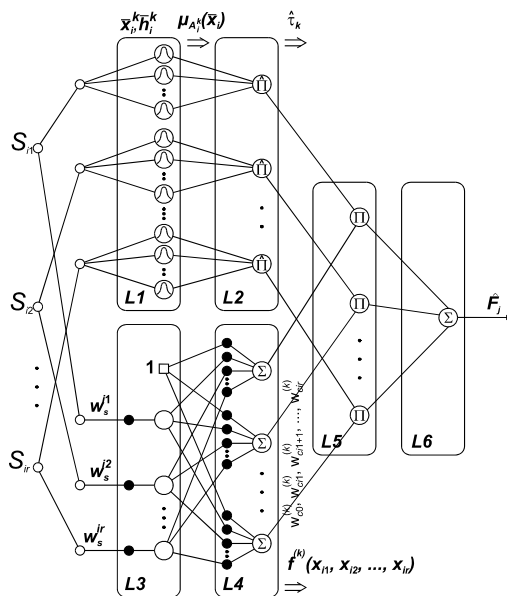


Fig. 3. Structure of fuzzy-neural diagnosing model type TSK, where: $S_{i1} \div S_{ir}$ – digital input of symptom data, $\bar{x}_i^k, \bar{h}_i^k$ – coefficients of the membership function's shape, $w_{c0}^{(k)}, \dots, w_{cir}^{(k)}$ – weights of appropriate parameters, $(c_0^{(k)}, \dots, c_{ir}^{(k)}) (w_s^{i1}, \dots, w_s^{ir})$ – weights of connections in layer L3, $\hat{F}_j$ – output of the j localization block.

It is worth to remark that, using artificial fuzzy neural networks with a suitable shape of the membership function and sizes of fuzzy sets, it is possible to perform more precise analysis of diagnosing of faults, which have the same symptom signals. The matter of precise localization with incomplete information about the diagnostic intervals P^d consists in it.

4. SELECTED RESULTS OF THE COMPUTER SIMULATION

Simulations were realized with using CISDD created in form of computer program: Neural Diagnostic [5], based on Neural Solution packet. Figs. 4 – 10 present consecutive stages of Neuro Diagnostic's activity.

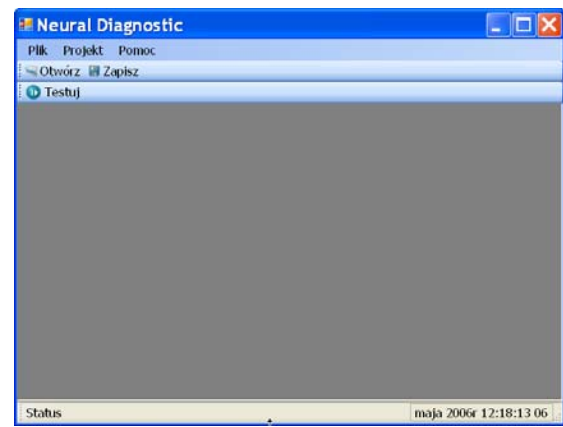


Fig. 4. Program's main window

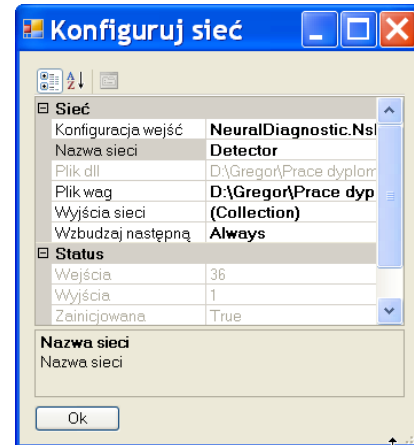


Fig. 5. Configuration of the project

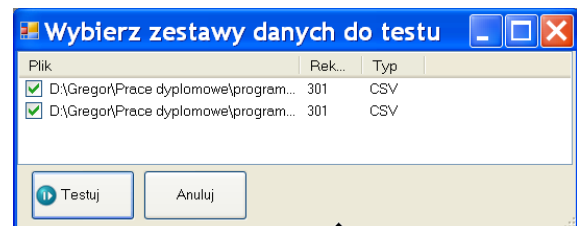


Fig. 5. Selection of the samples set

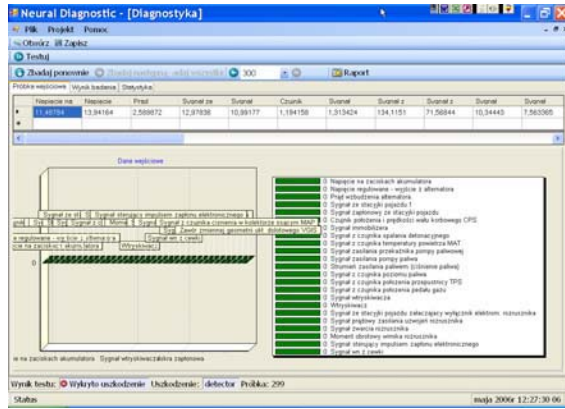


Fig. 6. Profile of the input signals set

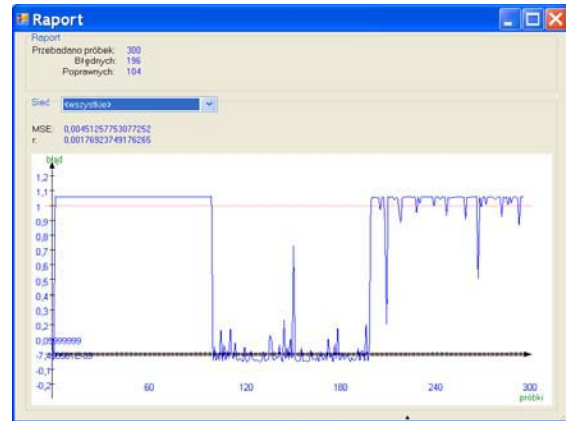


Fig. 10. Research course

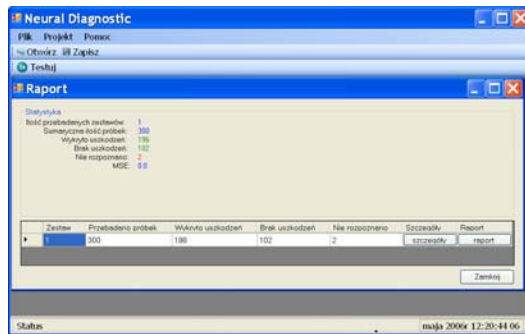


Fig. 7. Research report

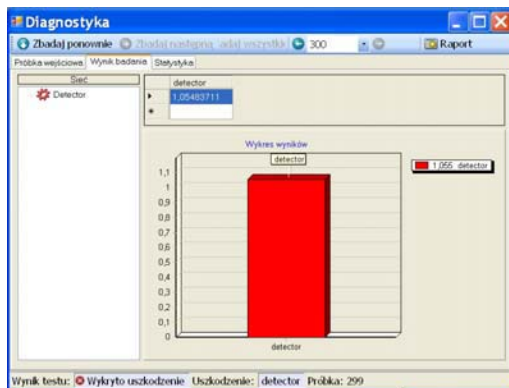


Fig. 8. Research result for individual sample

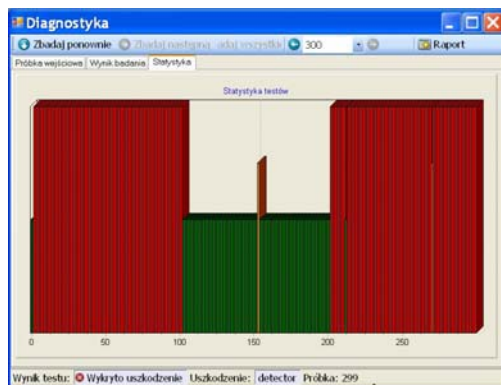


Fig. 9. Research statistic for whole input signals set

Below, selected results of the computer analysis for simulated signals and real measured signals in CISDS, for concrete diagnostic sub-system of vehicle's electrical equipment (accumulator), are presented. In fig. 11 and tables 5-6 selected results of the network training and testing for localization of fault F_6 , using simulated symptom signals, are presented. In figs. 12-13 results of training and testing of set of faults, using simulated symptom signals, are presented. By analogy, in figs. 14-15 and tables 7-8, selected results of the network training and testing for localization F_6 fault, using real symptom signals, are presented. In tables, denotations according to NeuroSolution and Neuro Diagnostic, are used. Experiments for real object were done for a smaller number of samples because of measuring limitations.

4.1. The experiment based on the simulated symptom signals

For individual fault F_6

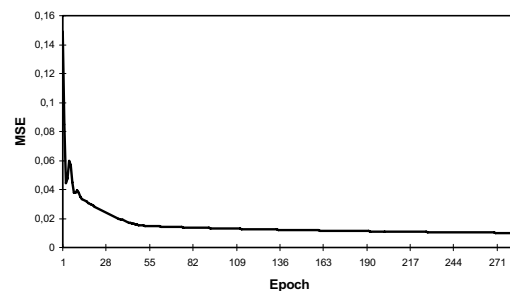
Fig. 4. Results of training of the localization system type TSK for F_6 (using simulated symptom signals)

Table 5.
Summary of final results for the training of the localization system type TSK for F_6

Best Network	Training
Epoch #	283
Minimum MSE	0,009969871
Final MSE	0,009969871

Table 6.
Summary of results for testing of the localization
system type TSK for F_6

Performance	F_6
MSE	0,00475667
NMSE	0,085917359
MAE	0,019690915
Min Abs Error	3,38753E-05
Max Abs Error	1,002458957
r	0,957276713

For set of faults: F_5 , F_6 , F_{21} , F_{23} , F_{27} , F_{28} , F_{29} , F_{33} .

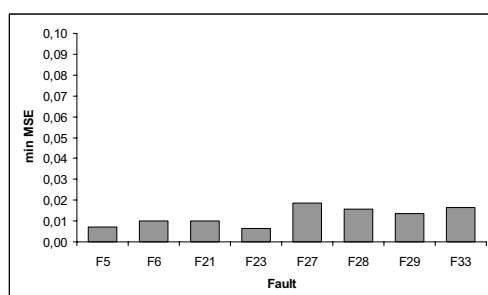


Fig. 5. Results of training of CISDS
for set of faults during idle run of
motor (MSE – Mean Squared Error)

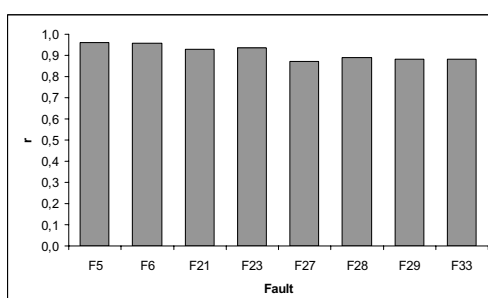


Fig. 6. Test results of CISDS for set of
faults during idle run of motor (r –
correlation coefficient)

4.2. The experiment based on real symptom signals (measured on the motorcar Nubira 2.0)

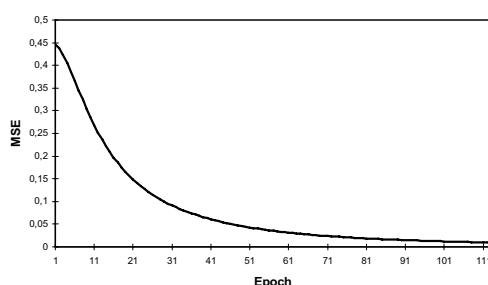


Fig. 7. Results of training of the
localization system type TSK for F_6
(using real symptom signals)

Table 7.
Summary of final results for the training of the
localization system type TSK for F_6

Best Network	Training
Epoch #	113
Minimum MSE	0,009499157
Final MSE	0,009499157

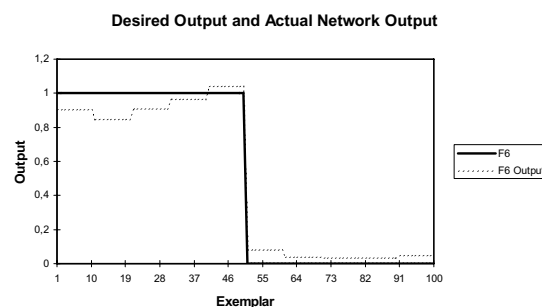


Fig. 8. Results of the testing for localization
system using real symptom signals. The
desired output (F_6) and the actual network
output (F_6 Output) versus exemplar

Table 8.
Summary of results for testing of the localization
system type TSK for F_6

Performance	F_6
MSE	0,005752641
NMSE	0,023010564
MAE	0,065153346
Min Abs Error	0,031508274
Max Abs Error	0,155816615
r	0,994127019

Efficiency of training of the network can be
estimated on the basis of the correlation coefficient's
value (r – in tables 6-8 and in fig. 6). Values close to
1 mean high level of the effectiveness.

5. CONCLUSIONS

Simulation diagnostic model, based on faults
sets, classes of faults and sets of symptom signals, is
described. Rules of the diagnostic inference are
determined with the complete and incomplete expert
knowledge. An intelligent computer diagnostic
system CISDS, based on artificial neural networks
type MLP and fuzzy-neural networks type TSK,
with adaptive selection of training signals and also
based on NeuroSolution, is constructed. Proposed
system assumes an unambiguity of individual
symptom signals with possibility to apply fuzzy
concluding to improve faults discrimination. With
such a depiction certain its components can be used
as a part of EOBD system. However, potential range
the system applying is wider because it includes full
set of vehicle's electrical equipment. The paper
presents results of the diagnosing for some elements
of vehicle's electrical equipment. Selected results of
the computer simulation for real and simulated

signals prove efficiency of developed diagnostic system.

REFERENCES

- [1] Gad S., Łaskawski M., Słoń G., Yastrebov A., Zawadzki A., Symptom Models of Diagnostic of Motor-Car Electrical Equipment. Proc. of The First IFAC Symposium on "ADVANCES IN AUTOMOTIVE CONTROL" IFAC AAC 04. Salerno, Italy 2004, 422-427.
- [2] Gorielik A. L., Skripkin V. A., Methods of recognition. High School. Moscow, Russia 2004 (in Russian).
- [3] Korbicz J., Koscielny J. M., Kowalczyk Z., Cholewa W., The process diagnostic. Models, methods of the artificial intelligence. Adaptations. WNT, Warszawa, Poland 2002 (in Polish)
- [4] Köppen-Selinger B., Frank P. M., Fuzzy logic and neural networks in fault detection. In: Fusion of neural networks, fuzzy systems and genetic algorithms (Jain L. C.; Martin N. M. (Ed)) 1999. 169-209. CRC Press.
- [5] Stepień P., Designing of user interface for computer intelligent diagnosing system. M. A. thesis promoted by prof. A. Yastrebov. Kielce University of Technology, Kielce, Poland 2006 (in Polish).
- [6] Wang K., Intelligent condition monitoring and diagnosis systems. IOS Press, Amsterdam 2003.
- [7] Yastrebov A. I., Synthesis and analysis of m-step adaptive algorithms for identification of static and dynamic parameters of objects on the basis of discrete measurements. Publ. house of Kielce University of Technology, Kielce, Poland 1990.
- [8] Yastrebov A. I., Adaptive and intelligent methods in technical diagnostics. Publ. house of Kielce University of Technology 2005, Elektryka No 43, 79-84 (in Polish).



Dr hab. inż. Stanisław GAD jest pracownikiem naukowym Politechniki Świętokrzyskiej w Kielcach. Jest członkiem Sekcji Podstaw Eksploatacji KBM Polskiej Akademii Nauk. Zainteresowania naukowe obejmują zagadnienia diagnostyki urządzeń pojazdowych oraz elektrotechniki i elektroniki pojazdów samochodowych. Ma w swoim dorobku ponad 100 publikacji naukowych.



Dr inż. Grzegorz SŁOŃ jest adiunktem w Politechnice Świętokrzyskiej w Kielcach. Zajmuje się elektrotechniką teoretyczną, informatyką stosowaną, elektrotechniką i elektroniką pojazdową oraz wykorzystaniem sztucznej inteligencji w diagnostyce. Jest autorem i współautorem ponad 45 prac naukowych.



Mgr inż. Mariusz ŁASKAWSKI jest absolwentem Politechniki Świętokrzyskiej w Kielcach. Ukończył specjalność: elektryczna i elektroniczna automatyka przemysłowa. Zajmuje się tematyką związaną z wykorzystaniem sztucznych sieci neuronowo - rozmytych w diagnostyce.



Prof. dr hab. inż. Alexander YASTREBOV jest profesorem nadzwyczajnym w Politechnice Świętokrzyskiej w Kielcach. Jest specjalistą w dziedzinie matematyki i informatyki stosowanej. Opublikował ponad 160 prac naukowych z zakresu automatyki, identyfikacji, diagnostyki oraz sztucznej inteligencji.

SYSTEM MONITORINGU DIAGNOSTYCZNEGO PRZEKŁADNI PLANETARNEJ PRACUJĄCEJ W WARUNKACH ZMIENNEGO OBCIĄŻENIA

Wojciech BATKO, Tomasz KORBIEL

Katedra Mechaniki i Wibroakustyki AGH
Al. Mickiewicza 30; 30-059 Kraków ; tel. +48 12 617 36 71; fax +48 12 633 23 14

Streszczenie

W referacie przedstawiono wstępne wyniki badań związanych z opracowaniem i wdrożeniem systemu monitoringu napędu głównego koła czerpakowego koparki SchRS 800. Jest to dwustopniowa przekładnia planetarna ze stopniem stożkowym o przenoszonej mocy 200 kW. Przekładnia ta pracuje w trudnych warunkach środowiskowych i eksploatacyjnych. Głównym problemem podczas eksploatacji przekładni są działające na nią wymuszenia udarowe pochodzące od uderzeń czerpaków w twarde wtrącenia skalne w złożach węgla brunatnego. Wynikają stąd trudności z diagnozowaniem jej stanu ze względu na pracę w warunkach nieustalonych oraz zmiennego obciążenia eksploatacyjnego.

W trakcie opracowywania systemu monitoringu zdecydowano się na umieszczenie wewnątrz obudowy kilku wybranych czujników przyspieszeń, co wymagało ingerencji w konstrukcję przekładni już na etapie jej budowy. W ramach badań opracowano oprogramowanie wspomagające proces monitoringu przekładni głównej koła czerpakowego koparki, którego zadaniem jest przetwarzanie i analiza sygnałów zarejestrowanych za pośrednictwem wielokanałowej karty pomiarowej. Przeprowadzone wstępne badania potwierdziły poprawność pracy systemu monitorującego. Obecnie opracowany system oraz pakiet oprogramowania jest wdrażany w warunkach przemysłowych

Słowa kluczowe: diagnostyka, przekładnie planetarne, systemy monitoringu.

DIAGNOSTIC MONITORING SYSTEM FOR EPICYCLIC GEARBOX WORKING IN NON-EVEN LOAD CONDITIONS

Summary

The paper presents preliminary research results related to design and implementation of monitoring system for main bucket-wheel drive of a SchRS 800 excavator. It is two-stage epicyclic gearbox with a conoidal stage transmitting power of 200 kW. The gearbox works in severe ambient and exploitation conditions. The main problem are frequent impulse inputs appearing when the buckets hit hard rocky inclusions in the brown coal layer. The diagnosis encounters a number of obstacles due to non-stationary working conditions and constantly changing load.

During the system design it was decided to put a number of accelerometers inside the chassis. During the research stage the supporting software was developed for processing and analysis of the signals recorded with the through the multi-channel data acquisition board. The preliminary research have proved the system to work properly. At the current stage the system and the software package are introduced into the industrial conditions.

Keywords: Diagnostics, planetary gearbox, epicyclic gearbox, monitoring system.

1. GENEZA PROBLEMU

Warunki ekonomiczne we współczesnej gospodarce generują poszukiwania technologii pozwalających obniżyć koszty produkcji. Jednym z takich obszarów jest eksploatacja maszyn i urządzeń według ich faktycznego stanu technicznego a nie jak poprzednio według planowanych remontów. Dodatkowymi czynnikami związanym z eksploatacją urządzeń przy zmiennych parametrach obciążenia jest ryzyko awarii oraz nieznany resurs urządzenia. Ocena stanu technicznego niektórych maszyny w czasie ciągłym możliwa jest tylko poprzez

zastosowanie specjalnych systemów monitoringu. Budowa tych systemów wskazana jest dla urządzeń o dynamicznym obciążeniu oraz zmiennych warunkach pracy. Również odpowiedzialność danego urządzenia predysponuje zastosowanie systemów monitoringu stanu technicznego. Jedną z gałęzi przemysłowych, gdzie prężnie rozwijane są tego typu systemy jest energetyka. Znaczący udział produkcji energii elektrycznej w Polsce realizowany jest w oparciu o węgiel brunatny. Jego koszt jest jak dotąd najniższy między innymi z powodu niewielkiej głębokości zalegania, umożliwiającej jego eksploatację metodami odkrywkowymi.

Newralgicznymi maszynami w ciągu technologicznego przetwarzania węgla brunatnego są koparki. Są to masywne urządzenia samobieżne o bardzo skomplikowanej budowie. Jednym z typów są koparki czerpakowe, których działanie polega na urabianiu skarpy za pomocą specjalnego koła wyposażonego w czerpaki. (rys. 1). Eksploatowane w Polsce koparki są urządzeniami starego typu pracującymi po kilkadziesiąt lat. Niektóre z nich przechodziły kilka remontów kapitalnych. Analizując awaryjność poszczególnych zespołów oraz skutki ekonomiczne poszczególnych awarii można wyodrębnić grupę urządzeń strategicznych, których nieplanowany przestój pociąga duże straty.

Jednym z takich elementów jest zespół napędu koła czerpakowego. W zależności od koparki realizacja napędu odbywa się poprzez przekładnię walcową, zespół przedkładani walcowych lub nowoczesny napęd oparty o wielostopniową przekładnię planetarną. Jest to urządzenie o niestacjonarnej pracy oraz dużych udarowych obciążeniach. Na jakość obciążenia wpływa w dużej mierze spoistość materiału urabianego. Zmienne obciążenie oraz zmienne obroty utrudniają prowadzenie diagnostyki okresowej, a wykrywane niesprawności charakteryzują się dużym zaawansowaniem uszkodzenia.



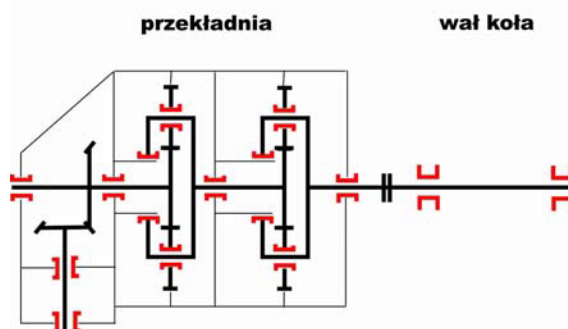
Rys. 1. Widok koparki czerpakowej

Podjęto zatem rozwiązanie postawionych problemów poprzez zastosowanie systemu monitoringu. Istotnym argumentem był również remont kapitalny koparki SchRS 800 oraz montaż nowej przekładni planetarnej w napędzie koła czerpakowego. Istotnym elementem determinującym zastosowanie systemów monitorujących w przemyśle jest zapewnienie redukcji kosztów użytkowania przy możliwie jak najdłuższym czasie eksploatacji. Dodatkowo systemy te zapewniają wymaganą ciągłość produkcyjną będącą bezpośrednim następstwem niskiej awaryjności. Aby w pełni umożliwić realizację postawionych przed systemami

monitorującymi celów, niezbędna jest prawidłowa ich konfiguracja, pozwalająca na bieżąco kontrolować stan obiektu, jednocześnie umożliwiając przeprowadzenie poprawnej diagnostyki jej niesprawności i ewentualne jej zatrzymanie w celu zapobieżenia przewidywanej awarii [6].

2. BUDOWA PRZEKŁADNI

Zadaniem przekładni stożkowo-planetarnej KPB163-186, jest przeniesienie napędu od silnika elektrycznego na koło czerpakowe koparki typu SchRs800. Przedmiotowa przekładnia, której schemat kinematyczny przedstawiono na rys. 2, jest reduktorem posiadającym dwa stopnie planetarne oraz jeden stożkowy. Przekładnia, której moc przenoszenia wynosi 320 kW, napędza koło czerpakowe koparki. Podstawowym problemem eksploatacyjnym są przenoszone na jej elementy obciążenia udarowe, pochodzące od uderzeń czerpaków w twarde wtrącenia skalne w złożach węgla brunatnego. Z analizy dynamicznej układu wynika, że w trakcie takich przeciążeń największe obciążenia pojawiają się na łożyskach tocznych satelitów.



Rys. 2. Schemat kinematyczny przekładni planetarno stożkowej

W tabeli 1 zestawiono charakterystyczne częstotliwości głównych elementów przekładni.

Tabela 1

Nazwa elementu	Obroty [min ⁻¹]	Częstotliwość [Hz]
Wał wejściowy	985	16,45
Wał odbiorczy przekładni stożkowej	221,1	3,68
Wał między stopniami planetarnymi	30,95	0,51
Satelity II stopnia planetarnego	16,25	0,27
Wał wyjściowy	5,28	0,10

3. KONCEPCJA I PROJEKT SYSTEMU MONITORINGU

Na rys. 3 została przedstawiona ogólna struktura proponowanego rozwiązania systemu monitoringu. Elementami tego systemu są :

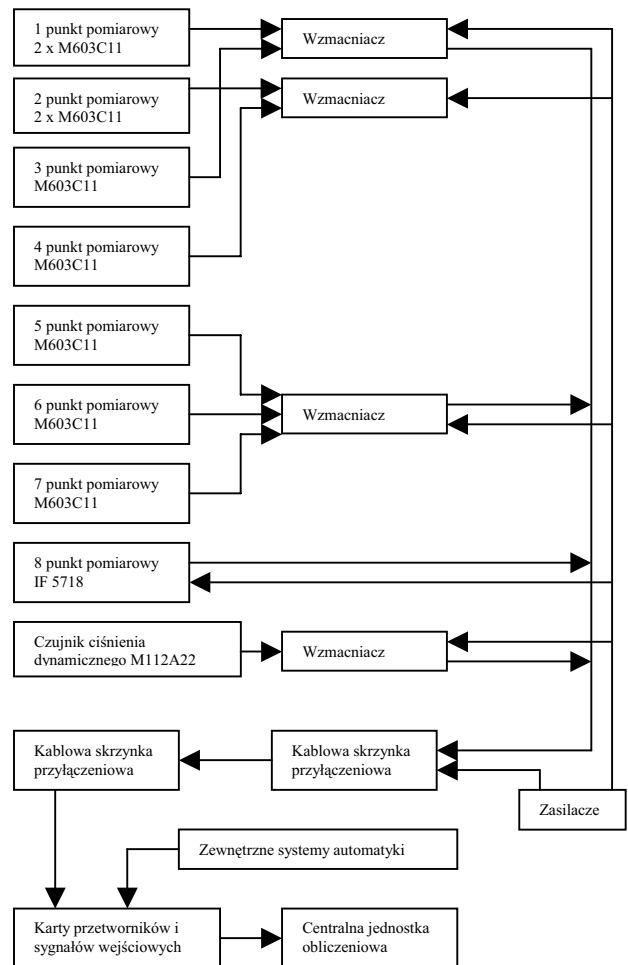
- układy czujników pomiarowych i związanych z nimi wzmacniaczy;
- blok procesora sterowań i przetworzeń - generujący kolejność i sposób przetworzeń obserwacji pomiarowych w narzuconym cyklu pomiarowym;
- baza danych pomiarowych - składająca się z wektorów obserwacji pomiarowych (ich miar liczbowych i funkcyjnych) generowanych podczas kolejnych cykli pomiarowych);
- blok procedur agregacji bazy danych pomiarowych - realizujący kompresję wyników pomiarów i analiz;
- moduł procedur diagnostycznych - zabezpieczający proces identyfikacji odpowiedzialnych za uszkodzenia symptomów diagnostycznych
- symptomowa baza danych - zawierająca zbiory: estymat punktowych, funkcyjnych, graficzne przedstawienia trendów kontrolowanych parametrów;
- moduł użytkownika z uprawnieniami administratora- w którym będzie dokonywało się inicjalizacji systemu, ingerowało w jego konfigurację i raportowało o stanie bieżącym i sygnalizowało stany alarmowe.

Realizacja systemu monitoringu oparta została na komputerze przemysłowym czasu rzeczywistego, wyposażonym w pakiet LabView®. W nim zostały zaimplementowane algorytmy pomiarowe wraz z kartami pomiarowymi układów czujnikowych oraz elementami składowymi proponowanego systemu monitoringu, reprezentowanymi właściwym im software'm.

Na przekładni zostały zlokalizowane czujniki wraz z układami zasilającymi oraz skrzynką podłączeniową. W pomieszczeniu sterowni znajduje się skrzynka przyłączeniowa, karty pomiarowe, komputer oraz inne układy peryferyjne.

W fazie projektowania rozwiązania systemu monitoringu przekładni planetarnej przyjęto dwie koncepcje wyboru platformy sprzętowej. Pierwsza z nich opierała się o system operacyjny Microsoft Windows XP, druga natomiast o system operacyjny czasu rzeczywistego Labview RT. Oba systemy z założenia mają pracować na komputerach przemysłowych PXI firmy National Instrument, których jedną z zalet jest możliwość wyboru praktycznie dowolnej konfiguracji przez użytkownika w zależności od potrzeb, zarówno w warstwie sprzętowej poprzez odpowiedni dobór kart pomiarowych (lub układów wejściowych) jak i programowej poprzez programowanie algorytmów diagnostycznych dostosowanych do konkretnych obiektów.

Jednym z podstawowych warunków pracy systemu monitorującego jest zapewnienie bezawaryjnej pracy systemu operacyjnego wraz z koniecznością spełnienia gwarancji czasu wykonania zadanych procesów diagnostycznych. Każdy proces obliczeniowy wymaga weryfikacji ze względu na poprawność obliczeń, tzn. zagwarantowanie rzeczywistego uzyskania zaplanowanych wyników, w tym także niedopuszczenie do sytuacji zablokowania się systemu obliczeniowego. Na podstawie tych kryteriów przyjęto iż system monitoringu przekładni koła czepakowego koparki SchRs800 zostanie oparty na systemie operacyjnym czasu rzeczywistego.



Rys. 3. Schemat blokowy systemu monitoringu napędu głównego koła czepakowego koparki SchRS800

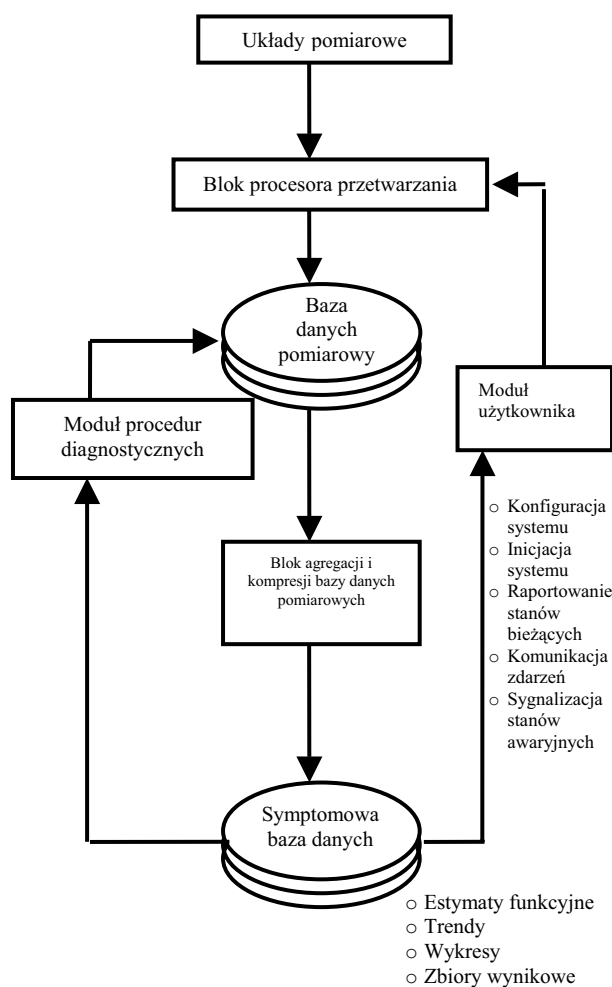
4. STRUKTURA SYSTEMU MONITORINGU

Na rysunku 4 została przedstawiona ogólna struktura proponowanego rozwiązania systemu monitoringu [5]. Elementami tego systemu są :

- układy czujników pomiarowych i związanych z nimi wzmacniaczy,
- blok procesora sterowań i przetworzeń - generujący kolejność i sposób przetworzeń

obserwacji pomiarowych w narzuconym cyklu pomiarowym,

- baza danych pomiarowych - składająca się z wektorów obserwacji pomiarowych (ich miar liczbowych i funkcyjnych) generowanych podczas kolejnych cykli pomiarowych),
- blok procedur agregacji bazy danych pomiarowych - realizujący kompresję wyników pomiarów i analiz,
- moduł procedur diagnostycznych - zabezpieczający proces identyfikacji odpowiedzialnych za uszkodzenia symptomów diagnostycznych,
- symptomowa baza danych - zawierająca zbiory: estymat punktowych, funkcyjnych, graficzne przedstawienia trendów kontrolowanych parametrów,
- moduł użytkownika z uprawnieniami administratora, w którym będzie dokonywało się inicjalizacji systemu, ingerowało w jego konfigurację i raportowało o stanie bieżącym i sygnalizowało stany alarmowe.



Rys. 4. Ogólna struktura proponowanego rozwiązania systemu monitoringu

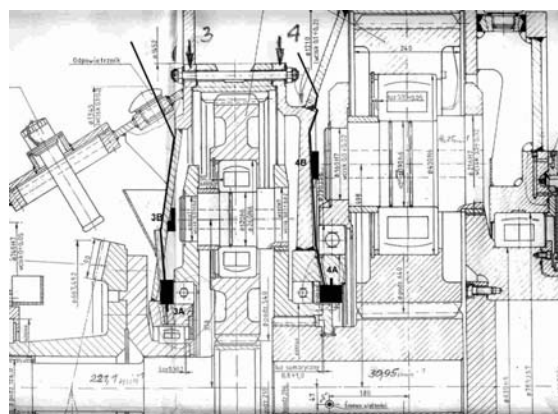
Blok procesora przetwarzania inicjuje pomiar. Układy sensoryczne dostarczają sygnał z powrotem do procesora, gdzie następuje

wstępna weryfikacja pomiaru. Jeśli sygnał nie spełnia założeń dotyczących poprawności następuje zmiana parametrów pomiarowych i wykonanie kolejnych pomiarów. Głównym kryterium jest dynamika sygnału i w przypadku przesterowania następuje zmniejszenie wzmocnienia, a w przypadku zbyt słabego sygnału następuje jego wzmocnienie. Poprawne sygnały zostają zapisane w bazie danych. Z tej bazy dane są pobierane do dalszej analizy. Główne algorytmy analizy danych pomiarowych znajdują się w bloku agregacji i kompresji. Wyniki te są zapisywane w odrębnej bazie do której dostęp umożliwia moduł użytkownika. Dodatkowo moduł procedur diagnostycznych przeprowadza analizę i weryfikację modeli diagnostycznych. Wyniki powracają do symptomowej bazy danych [5].

5. SENSORYKA

Istotnym problemem w trakcie projektowania podsystemu pomiarowego okazało się umiejscowienie czujników. Na podstawie analizy strukturalnej przekładni wybrano kilka punktów, w których sygnał powinien zawierać istotną informację diagnostyczną. Newralgicznymi elementami przekładni planetarnej są łożyska wału głównego. Brak jest bezpośredniego dostępu do tych łożysk oraz do elementów które mogłyby przenosić drgania z tych łożysk (rys. 5).

Cztery punkty znajdowały się wewnątrz przekładni, gdzie nie ma dostępu w trakcie eksploatacji przekładniami. Wprowadzono zatem zmiany w dokumentacji produkcyjnej przekładni tak, aby czujniki pracujące wewnątrz przekładni zostały zainstalowane w trakcie produkcji.



Rys. 5. Miejsce montażu czujników drgań 3A oraz 4A wewnątrz przekładni

Rozwiązanie to było możliwe tylko w trakcie budowy przekładni. Brak dostępu do czujników wymuszał specyficzne warunki instalacji. Dużą pewnością montażu oraz bezawaryjną pracę czujników uzyskano poprzez zastosowanie nowoczesnych metod montażowych z klejonymi gwintami oraz specjalnych czujników przeznaczonych do pracy w trudnych warunkach. W trakcie montażu zastosowano specjalne procedury

6. WDROŻENIE

Zastosowanie analizy synchronicznej wymaga znacznika fazowego dającego dość dużą liczbę impulsów na obrót. Brak możliwości zastosowania tarcz kodowych na wałku wejściowym wymusił zastosowanie innej metody. Polega ona na umieszczeniu indukcyjnego czujnika zbliżeniowego na nadawczym kole zębatym stopnia stożkowego. Rozwiązanie to wymagało modyfikacji pokryw,

7. OPROGRAMOWANIE

- analiza widmowa,
- statystyczna kontrola procesów,
- analiza rzędów przydatna do analizy wybiegu i rozbiegu,
- analiza falkowa,
- analiza czasowo-częstotliwościowa.

- filtracja sygnałów,
- transformata Hilberta pozwalająca na demodulację sygnału,
- interpolacja.

Ponadto środowisko to zapewnia łączność z bazami danych (MsAccess, Paradox itp.), a także umożliwia tworzenie baz danych we własnym formacie dostosowanym do potrzeb aplikacji obsługujących nadzór maszyn i procesów.

Aplikacje napisane w LabView mogą pracować pod kontrolą systemu MS Windows XP (a także systemów Unix, Linux, Mac OS itp.). Alternatywnie, środowisko pozwala na tworzenie aplikacji działających w systemie czasu rzeczywistego na komputerach PXI. Posiada mechanizmy pracy sieciowej DataSocket i RemotePanel pozwalające na wymianę danych pomiędzy aplikacjami pracującymi na różnych komputerach i możliwość zdalnego sterowania pracą rozproszonego systemu. W efekcie możliwa jest budowa systemu, w którym diagnozowanie poszczególnych urządzeń odbywa się w sposób niezależny poprzez dedykowane do tego celu urządzenia, a jednocześnie możliwe jest sterowanie tym procesem oraz wymiana informacji pomiędzy poszczególnymi elementami systemu.

8. WNIOSKI KOŃCOWE

Została zbudowana warstwa sprzętowa systemu monitoringu napędu głównego koła czepakowego koparki SchRS 800. Przeprowadzono stosowne testy i procedury weryfikacyjne w celu kontroli poprawności wykonania. W sterowni została tymczasowo zainstalowana jednostka pomiarowa, która realizuje okresowe pomiary. Wyniki tych pomiarów służą do optymalizacji algorytmów pomiarowych. Na podstawie uzyskanych charakterystyk poszukiwane są symptomy diagnostyczne, umożliwiające w późniejszym czasie wyznaczanie stanu dynamicznego napędu on-line.

Na dotychczasowym etapie można wysunąć następujące wnioski:

- budowa systemu monitoringu skomplikowanych maszyn wskazana jest już na etapie wytwarzania podzespołów. Fabryczne przystosowanie elementów do montażu systemu diagnostycznego zmniejsza koszty oraz poszerza możliwości doboru najbardziej optymalnych rozwiązań,
- zastosowanie środowiska informatycznego dedykowanego systemom pomiarowym daje możliwość szybkiej weryfikacji algorytmów, a tym samym budowę bardziej optymalnego oprogramowania,
- realizacja algorytmów pomiarowych na platformach czasu rzeczywistego (RT)

znacznie zwiększa niezawodność całego systemu.

Przedmiotowa koparka jest w trakcie eksploatacji. Wykonywane są okresowe pomiary, które w przyszłości posłużą do wyznaczenia trendów wybranych parametrów od początku użytkowania. Kolejnym etapem będzie uruchomienie autonomicznego oprogramowania, pracującego w trybie on-line.

LITERATURA

- [1]. Bartelmus W.: *Diagnostyka maszyn górniczych Górnictwo odkrywkowe*. Śląsk, Katowice 1998
- [2]. Cempel C.: *Podstawy wibroakustycznej diagnostyki maszyn*. WNT, Warszawa 1982
- [3]. Muller L.: *Przekładnie zębate., Dynamika*. WNT, Warszawa 1986
- [4]. *LabView User Guide*. National Instruments 2001
- [5]. Batko W., Korbziel T., Madej H.: *Koncepcja monitoringu obiegowej przekładni zębatej pracującej w trudnych warunkach zmiennego obciążenia*. XXXIII Ogólnopolskie Sympozjum Diagnostyka Maszyn. Węgierska Górka 2006.
- [6]. Batko W., Banek T.: *Estymacja zaburzeń w systemach monitorujących*. Wydawnictwo AGO. Kraków 1997



maszyn oraz zagadnieniami diagnostyki technicznej.

Prof. dr hab. inż. Wojciech BATKO, prof. zw. AGH ur. 1949. Kierownik Katedry Mechaniki i Wibroakustyki AGH, autor i współautor ponad 230 publikacji, w tym 12 książkowych. Zajmuje się zagadnieniami dynamiki i wibroakustyki



Dr inż. Tomasz KORBIEL jest adiunktem w Katedrze Mechaniki i Wibroakustyki AGH. Jego zainteresowania związane są z diagnostyką techniczną oraz systemami monitorującymi w technice.

BADANIA DIAGNOSTYCZNE STANU TECHNICZNEGO SILNIKA SPALINOWEGO METODĄ EKSPLOATACYJNEJ ANALIZY MODALNEJ

Marcin ŁUKASIEWICZ

Katedra Maszyn Roboczych i Pojazdów, Akademia Techniczno – Rolnicza w Bydgoszczy,
ul. S. Kaliskiego 7, 85-796 Bydgoszcz, e-mail: kmrip@mail.atr.bydgoszcz.pl

W pracy przedstawiono wybrane wyniki identyfikacji stanów technicznych silnika spalinowego metodą eksploatacyjnej analizy modalnej. Obiektem badań był silnik spalinowy nr 138 C.2.048 o pojemności skokowej $1,4 \text{ dm}^3$, mocy 55 kW (75 KM), powszechnie stosowany w modelu Fiat Uno 75i.e. Silnik badano na stanowisku badawczym laboratorium silników spalinowych. Umożliwia ono prezentację generowanych sygnałów drganiowych oraz badanie wpływu jego rozregulowań na zmianę sygnałów wibroakustycznych silnika spalinowego.

Słowa kluczowe: silnik spalinowy, wnioskowanie diagnostyczne,
eksploatacyjna analiza modalna.

REPRESENTATION OF COMBUSTION ENGINE TECHNICAL STATE MODAL MODEL IN USE TO DIAGNOSTIC INVESTIGATIONS

The paper contains application of operational modal analysis in use of combustion engine chosen technical state identification. The combustion engine No. 138C.2.048 with 1,4 cdm. swept capacity, power 55 kW (75 HP), generally applied in Fiat Uno 75i.e., was an investigation object. The engine is situated in investigative laboratory of combustion engines. It makes possible to introduce generated vibration signals as well as the investigation of his out of adjustment influence on the combustion engine vibration signals change.

Keywords: combustion engine, diagnostic inference, operational modal analysis.

1. WSTĘP

Diagnostyka techniczna silników spalinowych, z uwagi na skomplikowany charakter drgań, jest trudna i tylko niewiele ze znanych metod diagnozowania jego stanu może mieć szersze zastosowanie techniczne.

Destrukcyjne oddziaływania wymuszających czynników zewnętrznych i wewnętrznych w trakcie eksploatacji powodują zmiany stanu technicznego danego silnika. Zastosowanie metody diagnostyki wibroakustycznej umożliwia określenie stanu badanego obiektu (całego pojazdu lub jego silnika) w celu podjęcia dalszych decyzji diagnostycznych dotyczących postępowania z badanym obiektem. Z dostępnych wyników badań eksperymentalnych silników spalinowych wynika, iż badając zjawiska wibroakustyczne zachodzące w silniku można na ich podstawie z dużym stopniem prawdopodobieństwa określić aktualny stan eksploatacyjny silnika i aktualną jakość regulacji poszczególnych układów.

Od niedawna nowym podejściem do badania stanu technicznego zarówno silnika spalinowego jak i całych pojazdów jest zastosowanie metod analizy modalnej jako jednego z narzędzi diagnostyki wibroakustycznej. W pracy

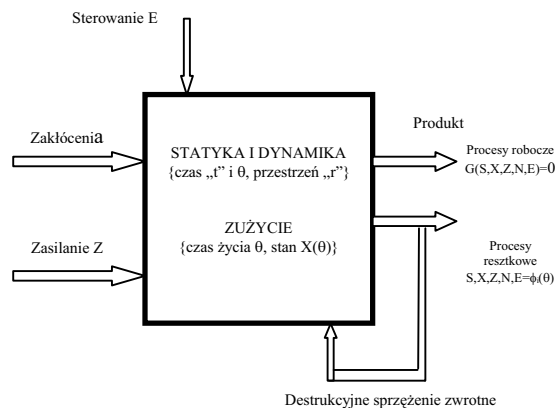
przedstawione zostaną wyniki badań modalnych silnika spalinowego nr 138 C.2.048 o pojemności skokowej $1,4 \text{ dm}^3$, mocy 55 kW (75 KM), powszechnie stosowanego w modelu Fiat Uno 75i.e. Do badań diagnostycznych posłużono się eksploatacyjną analizą modalną, która umożliwia estymację modeli dynamicznych oraz ich analizę w oparciu o dane pomiarowe. Badania te realizuje się w rzeczywistych warunkach pracy obiektu. Ten typ analizy modalnej stosuje się w przypadkach, gdy nie ma możliwości zastosowania zewnętrznego sterowanego wymuszenia oraz gdy nie można wyłączyć konstrukcji z eksploatacji [1, 3, 8].

Ideą eksploatacyjnej analizy modalnej jest śledzenie zmian parametrów modelu modalnego, powstających na skutek rozregulowań, zużycia, uszkodzeń lub awarii, na podstawie bieżących obserwacji obiektu. W metodzie tej tworzy się model modalny w postaci zbioru częstości własnych, postaci drgań oraz współczynników tłumienia, dla obiektu bez uszkodzeń, jako wzorzec. Następnie w czasie eksploatacji identyfikuje się model modalny i bada jego korelację z modelem dla obiektu nieuszkodzonego. W przypadku, gdy korelacja taka występuje można stwierdzić, że obiekt jest w stanie zdatności. W przypadku braku

korelacji obiekt jest w stanie niezdatności spowodowanym np.: uszkodzeniem.

2. MODEL GENERACJI SYGNAŁÓW WIBROAKUSTYCZNYCH DLA SILNIKA SPALINOWEGO

Ogólny model obiektu dla oceny stanu w ujęciu symptomowym przedstawiono na rys. 1. Stan techniczny obiektu możemy tutaj określić dokonując obserwacji jego funkcjonowania, tj. jego wyjście główne przekształconej energii (lub produktu) oraz wyjście dysypacyjne, gdzie obserwuje się różne typy procesów resztkowych.



Rys.1. Model diagnostyki obiektu [4]

Przedstawiony model obiektu dla potrzeb diagnostyki w ujęciu mechanicznym opisuje równanie wektorowe:

$$G(X,S,E,Z,N) = 0 \quad (1)$$

gdzie:

G – operator funkcjonowania obiektu, X – wektor zmiennych cech stanu opisujący strukturę obiektu, S – wektor zmiennych wyjściowych (odpowiedź obiektu), przedstawiający zbiór zawierający przekształconą energię Z , może to być proces roboczy, względnie jakość produktu lub procesy resztkowe, E – wektor zmiennych wejściowych (wymuszenia), określa sposób sterowania obiektem oraz oddziaływania urządzeń diagnostycznych i warunki pracy, N – wektor zmiennych zakłóceń.

Wektor stanu obiektu dla danego czasu eksploatacji θ określa się zależnością:

$$X = g(S,E,Z,N) \quad (2)$$

gdzie:

g – operator wielkości składowych modelu.

Stosując uproszczenie dla potrzeb eksperymentu, zakłada się stałość w sensie wartości średnich wektorów $E, Z = 0$, w wyniku, czego uzyskujemy uproszczony wzór stanu obiektu:

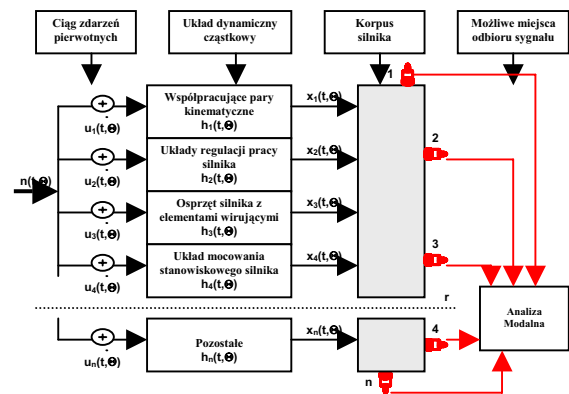
$$X = F(S)_{(E,Z=\text{const})} + N \quad (3)$$

Uwzględniając dziedziny poszczególnych wektorów tej relacji otrzymuje się podstawowe równanie stanu w następującej formule:

$$X(t,\theta,r) = A(r, \theta) S(\theta, r) + N(\theta, r) \quad (4)$$

Wektorowy opis struktury obiektu, jego wejść: zasilania, sterowania i zakłóceń oraz wyjść energetycznych (użytecznych i resztkowych) prowadzi do opisu możliwych relacji diagnostycznych.[4, 6]

Podczas projektowania eksperymentu zaproponowano model generacji sygnału diagnostycznego silnika spalinowego, który przedstawiono na rys. 2.



Rys.2. Model generacji sygnału diagnostycznego zaproponowany dla silnika spalinowego [7, 8]

Odbierane sygnały wyjściowe w dowolnym miejscu korpusu silnika są sumą odpowiedzi na wszystkie zdarzenia elementarne $u_n(t, \theta)$, występujące w poszczególnych układach dynamicznych cząstkowych o impulsowej funkcji przejścia $h_n(t, \theta)$. Oddziaływania te po przejściu przez właściwe układy dynamiczne sumują się na korpusie silnika, na którym w wybranych punktach umieszczono przetworniki drgań tak, by można było w wyniku przeprowadzonych pomiarów sygnałów wyjściowych i zastosowaniu eksploatacyjnej analizy modalnej wyznaczyć model modalny badanego silnika. Przez $n(t, \theta)$, oznaczono tutaj przypadkowe oddziaływanie występujące z tytułu obecności mikrozjawisk dynamicznych takich jak tarcie itp.[5, 7, 8].

Ze względu na złożoność procesów zachodzących w silniku mamy dużą ilość ciągów zdarzeń elementarnych, które mają wpływ na wyniki prowadzonych badań.

Ocenę wpływu rozwijającego się uszkodzenia na parametry modelu modalnego można oszacować stosując teorię wrażliwości do modelu strukturalnego w postaci:

$$M\ddot{\chi} + C\dot{\chi} + K\chi = x(t) \quad (5)$$

gdzie: M, C, K – macierze mas, tłumienia

i sztywności, $\chi, \dot{\chi}, \ddot{\chi}$ – wektory przyspieszeń, prędkości i przemieszczeń, $x(t)$ – wektor sił wymuszających [2, 3].

Równanie można przekształcić do współrzędnych głównych, stosując transformację daną wzorem:

$$x(t) = \Psi q(t) = \sum_{r=1}^n \Psi_r q_r(t) \quad (6)$$

gdzie: Ψ jest macierzą modalną, której kolumny są postaciami drgań własnych odpowiadających danej częstości własnej, $q(t)$ jest współrzędną główną (modalną). [2, 3]. W celu wyznaczenia parametrów modelu modalnego należy rozwiązać zagadnienie własne w postaci:

$$K\{\Psi_i\} - \Lambda_i M\{\Psi_i\} = \{0\} \quad (7)$$

gdzie: Λ_i - wartości własne, $\{\Psi_i\}$ - wektory własne.

Po serii przekształceń uzyskano w efekcie zależność:

$$\frac{\partial f_i}{\partial p} = \frac{1}{8\Pi^2 f_i} \{\Psi_i\}^T \frac{\partial K}{\partial p} \{\Psi_i\} - \frac{f_i}{2} \{\Psi_i\}^T \frac{\partial M}{\partial p} \Psi_i \quad (8)$$

W przeprowadzonych badaniach empirycznych, wykorzystano metodę LSCE, za pomocą, której aproksymuje się przebieg funkcji korelacji sumą zanikających wykładniczo funkcji harmoniczych. [2, 3, 4, 5].

3. BADANIA STANOWISKOWE

Obiektem badań empirycznych był silnik spalinowy nr 138 C.2.048 o pojemności skokowej 1,4dm³ mocy 55kW/75KM, powszechnie stosowany w modelu Fiat Uno 75i.e. a przedstawiony na rys. 3. Silnik wyposażony we wtrysk paliwa firmy Bosch typu L-Jetronic znajduje się na stanowisku badawczym laboratorium silników spalinowych i umożliwia prezentację generowanych sygnałów drganiowych oraz badanie wpływu jego rozregulowań na zmianę sygnałów wibroakustycznych.



Rys. 3. Silnik spalinowy na stanowisku badawczym

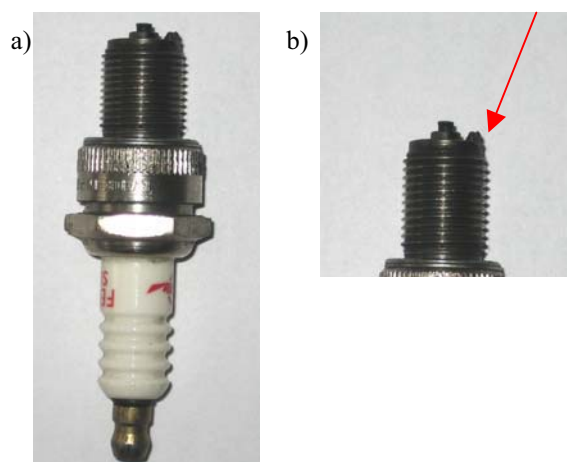
Przeprowadzone badania stanowiskowe silnika spalinowego polegały na wyznaczeniu miar drganiowych silnika w stanie zdatności i porównaniu ich z miarami wyznaczonymi dla

układu uszkodzonego (uszkodzona świeca zapłonowa) oraz dokonaniu oceny wpływu otrzymanych wyników drganiowych na zmiany parametrów modelu modalnego.

Dla potrzeb przeprowadzenia eksperymentu zasymulowano następujące modele stanu silnika:

- *Stan pierwszy (A)* - odpowiadał stanowi zdatności silnika;
- *Stan drugi (B)* - odpowiadał stanowi silnika, w którym w trakcie pracy silnika na pierwszym cylindrze silnika jest uszkodzona świeca zapłonowa;
- *Stan trzeci (C)* - odpowiadał stanowi silnika, w którym w trakcie pracy silnika na drugim cylindrze silnika jest uszkodzona świeca zapłonowa;
- *Stan czwarty (D)* - odpowiadał stanowi silnika, w którym w trakcie pracy silnika na trzecim cylindrze silnika jest uszkodzona świeca zapłonowa;
- *Stan piąty (E)* - odpowiadał stanowi silnika, w którym w trakcie pracy silnika na czwartym cylindrze silnika jest uszkodzona świeca zapłonowa;

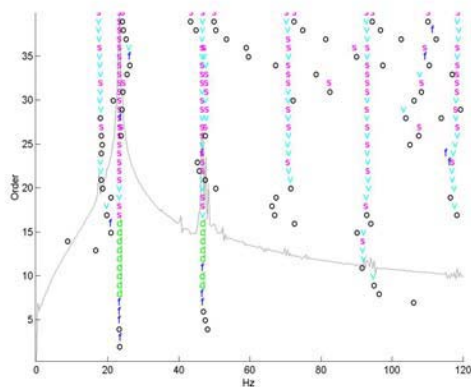
Uszkodzenie świecy zapłonowej polegało na usunięciu elektrody – w wyniku czego niemożliwym stał się zapłon mieszaniny paliwowej – powietrznej w danym cylindrze, co zakłócało pracę badanego silnika. Tylko taki sposób uszkodzenia świecy zapłonowej gwarantował poprawność uzyskanych wyników, gdyż samo zdjęcie przewodu wysokiego napięcia ze świecy w trakcie pracy silnika powodowało przypadkowe, niekontrolowane przeskoki ładunku elektrycznego na korpus silnika. Przeskok taki wiązał się z możliwością uszkodzenia układu pomiarowego oraz zakłócał poprawną pracę czujników piezoelektrycznych. Sposób uszkodzenia świecy przedstawiono na rys. 4.



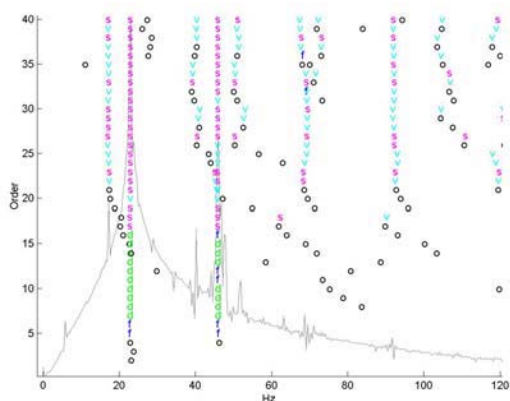
Rys. 4. Uszkodzona świeca zapłonowa:
a) świeca zapłonowa, b) usunięta elektroda

Dla celów eksperymentu założono następujące parametry pracy silnika i układu pomiarowego: 900 obr/min – prędkość obrotowa biegu jałowego silnika spalinowego, silnik w stanie równowagi cieplnej, pomiarów dokonano dla zakresu częstości od 0 – 200 Hz i liczbie próbkowania 2048.

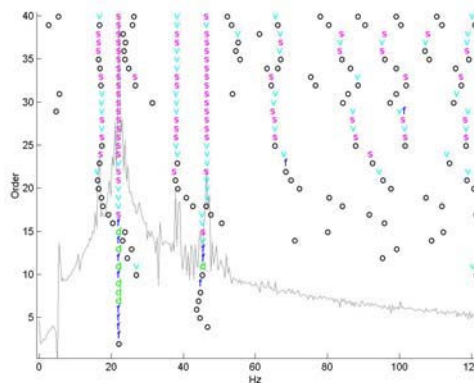
Otrzymane dane pomiarowe przetworzono za pomocą pakietu oprogramowania do analizy modalnej „Vioma” przy zastosowaniu metody LSCE. Metoda LSCE identyfikacji parametrów modelu modalnego jest realizowana w dziedzinie czasu, stosowana do odpowiedzi impulsowej układu jest dobrze znaną techniką w klasycznej eksploatacyjnej analizie modalnej dającą estymatory globalne biegunów układu w postaci częstości własnych i modalnych współczynników tłumienia. Dla założonych stanów technicznych silnika otrzymano metodą LSCE diagramy stabilizacyjne, przedstawione na rysunkach 5, 6, 7, 8, 9.



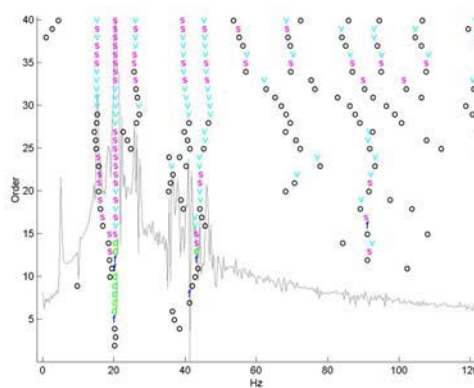
Rys. 5. Diagram stabilizacyjny dla stanu A



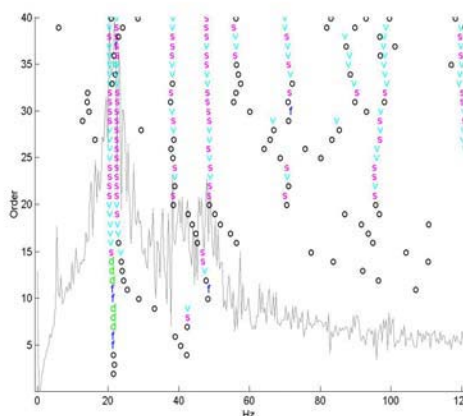
Rys. 6. Diagram stabilizacyjny dla stanu B



Rys. 7. Diagram stabilizacyjny dla stanu C



Rys. 8. Diagram stabilizacyjny dla stanu D



Rys. 9. Diagram dla stanu E

4. WYNIKI BADAŃ

Na podstawie otrzymanych wyników pomiarowych stworzono model modalny silnika spalinowego dla założonych stanów dynamicznych. W modelu podano wielkości rzędu modalnego, częstości drgań własnych oraz współczynników tłumienia. Model modalny dla silnika otrzymany na podstawie diagramów stabilizacyjnych został przedstawiony w tablicy 1.

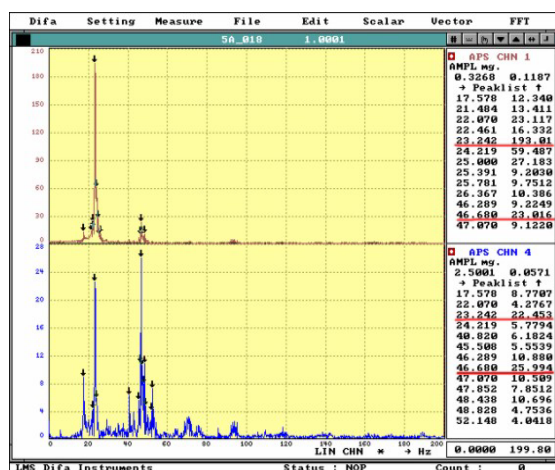
Tablica 1.

Parametry modelu modalnego badanego silnika. Order – rząd modelu modalnego, F – wartość częstości własnych, D – współczynnik tłumienia

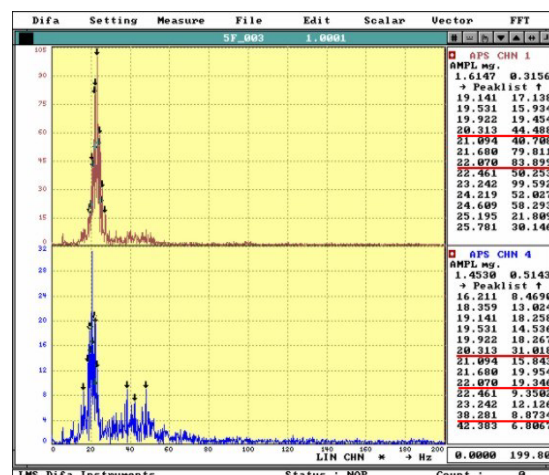
Stan A	Order	18			17	
	F (Hz)	23,27			46,96	
	D(%)	0,67			1,34	
Stan B	Order	25	17		18	
	F (Hz)	17,59	23,58		45,93	
	D(%)	3,83	0,71		1,27	
Stan C	Order	23	18	24	20	
	F (Hz)	16,50	21,89	37,74	46,34	
	D(%)	11,47	1,21	6,33	1,78	
Stan D	Order	19	17	29	27	26
	F (Hz)	16,52	20,70	25,51	41,43	47,43
	D(%)	10,11	2,48	6,73	4,61	4,07
Stan E	Order		18	24	23	23
	F (Hz)		20,13	22,05	39,08	49,60
	D(%)		1,93	7,93	6,98	4,80

Tak utworzony model modalny zestawiono z charakterystykami amplitudowymi badanego sygnału, dzięki czemu zostały zidentyfikowane częstości charakterystyczne dla przyjętego stanu.

Przykładowe porównanie modelu modalnego z charakterystyką amplitudową przedstawiono na rysunkach 10 i 11 - w których przedstawiono zestawienie stanu A, w którym założono pełen stan zdadności silnika oraz E – w, którym założono, że w trakcie pracy silnika na czwartym cylindrze silnika jest uszkodzona świeca zapłonowa. Na charakterystykach tych w tabelach zakreślone zostały zidentyfikowane wartości częstości modelu modalnego dla założonych stanów.



Rys.10. Charakterystyki amplitudowe – stan A silnika



Rys. 11. Charakterystyki amplitudowe – stan E silnika

4. WNIOSKI

Otrzymane w eksperymencie parametry modalne oraz estymaty liczbowe wielkości sygnału drganiowego wskazują jednoznacznie, że założone w eksperymencie wybrane stany zdadności silnika spalinowego dały się odwzorować w parametrach modalnych oraz innych wielkościach charakteryzujących drgania i są możliwe do identyfikacji.

W otrzymanych diagramach stabilizacyjnych i wynikach zestawionych w tabeli modele modalne układu dla założonych stanów dynamicznych silnika różnią się między sobą wartościami poszczególnych parametrów modalnych: częstościami własnymi, rzędem modelu modalnego i współczynnikami tłumienia, mimo zastosowania jednego typu uszkodzenia dla poszczególnych cylindrów. Dzięki uzyskaniu różnych wartości parametrów modalnych dla danych uszkodzeń jesteśmy w stanie rozróżnić poszczególne stany techniczne obiektu oraz wskazać jednoznacznie miejsce i możliwą przyczynę zaistniałego uszkodzenia.

Bazując na otrzymanych wynikach badań silnika, dokonując pomiarów na innym obiekcie tego typu jesteśmy w stanie określić aktualny stan techniczny badanego obiektu, poprzez porównanie otrzymanych wyników z wynikami wzorcowymi i przypisaniu ich do konkretnego stanu wzorcowego, który odpowiada konkretnemu uszkodzeniu obiektu lub jego braku.

Zastosowanie eksploatacyjnej analizy modalnej w badaniach diagnostycznych znajduje więc swoje zastosowanie jako jedna z wielu metod wyznaczania aktualnego stanu technicznego badanego obiektu.

Obecne prace badawcze dla przedstawionej metody identyfikacji stanu technicznego silnika spalinowego przy zastosowaniu metod eksploatacyjnej analizy modalnej są w fazie badań i dlatego założone stany są stanami, które

zdecydowanie ingerują w prawidłowe funkcjonowanie silnika i co się z tym wiąże są dobrze odwzorowane w sygnale wibroakustycznym.

Przedstawione w pracy wyniki badań są częścią realizowanego projektu badawczego KBN Nr 1461/T07/2005/28 i nie opisują całości zagadnienia badawczego, tylko wybrane jego aspekty.

LITERATURA

- [1] Łukasiewicz M.: „Zastosowanie analizy modalnej w badaniu stanu przekładni zębatych”, Mechanika 53 ATR Bydgoszcz 2002.
- [2] Uhl T.: „Komputerowo wspomagana identyfikacja modeli konstrukcji mechanicznych” WNT Warszawa 1997.
- [3] Uhl T., Kurowski P.: „VIOMA – instrukcja użytkownika” AGH Kraków 2002.
- [4] Żółtowski B.: „Elementy dynamiki maszyn”, ATR Bydgoszcz 2002.
- [5] Żółtowski B.: „Badania dynamiki maszyn”, ATR Bydgoszcz 2002.
- [6] Żółtowski B.: „Badania wibroakustyczne w pojazdach mechanicznych”, Mechanika 33 ATR Bydgoszcz.
- [7] Żółtowski B., Łukasiewicz M., Bas W.: „Próba odwzorowania modelu modalnego w miarach procesu drganiowego w zastosowaniu do badań diagnostycznych” Materiały konferencyjne Węgierska Górka 2005.
- [8] Łukasiewicz M.: Próba odwzorowania modelu modalnego stanu technicznego silnika spalinowego w zastosowaniu do badań diagnostycznych, 2005, Diagnostyka vol. 33.



Mgr inż. Marcin ŁUKASIEWICZ jest asystentem w Katedrze Maszyn Roboczych i Pojazdów Wydziału Mechanicznego Akademii Techniczno – Rolniczej w Bydgoszczy, członek SIMP, PTDT. W pracy naukowej zajmuje się

zagadnieniami wibroakustyki z uwzględnieniem problematyki analizy modalnej oraz zagadnieniami rozpoznawania i klasyfikacji stanów obiektów mechanicznych, w szczególności badaniem silników spalinowych oraz aparaturą diagnostyczną. Autor kilkudziesięciu publikacji z zakresu wibroakustyki oraz analizy modalnej.

METODA OCENY STOPNIA ZUŻYCIA ŁOŻYSK KÓŁ LINOWYCH DLA CHARAKTERYSTYCZNEGO PRZYPADKU WYCIĄGU SZYBOWEGO S 1.3 W L.W. „BOGDANKA”

Dariusz MAZURKIEWICZ*, Maciej GALIŃSKI**

* Politechnika Lubelska, Wydział Mechaniczny, Katedra Podstaw Inżynierii Produkcji,
ul. Nadbystrzycka 36, 20-618 Lublin, e-mail: d.mazurkiewicz@pollub.pl

** Lubelski Węgiel "Bogdanka" S.A., Bogdanka 21-013 Puchaczów
e-mail: mgalinski@lw.com.pl

Streszczenie

W pracy przedstawiono metodę oceny stopnia zużycia łożysk kół linowych, opracowaną dla charakterystycznego przypadku wyciągu szybowego S1.3 w L.W. „Bogdanka”. Przedstawiona metoda diagnostyczna może mieć również zastosowanie do badania łożysk kół linowych kierunkowych z ruchomą osią i łożyskami umieszczonymi na zewnątrz osi w korpusach, które przeważają w polskim górnictwie. Wyższość tej metody w stosunku do stosowanych do tej pory, polega na skróceniu czasu wykonywania badań, a także braku konieczności angażowania do jego wykonania dodatkowych pracowników obsługi szybu. Nie wymaga ona także specjalnego udostępnienia urządzeń szybowych na czas wykonywania badań.

Słowa kluczowe: zużycie łożysk, koła linowe, wyciąg szybowy.

ESTIMATION METHOD OF ROPE WHEEL BEARINGS WEAR EXTANT FOR SPECIAL CONDITIONS OF S 1.3 LIFT AT THE COAL MINE “BOGDANKA”

Summary

The paper presents estimation method of rope wheel bearings wear for special conditions of mining lift S 1.3 at the Coal Mine “Bogdanka”. Except presented application in special conditions of the Coal Mine “Bogdanka”, described diagnostic method can be also applied for bearings' wear estimation in ropes with another constructions, which are in most cases used by mining industry in Poland. With its use, diagnosis can be finished within much shorter time, without special activities of additional rope supervising staff members. Also special access to the machine under diagnostic action is not necessary.

Keywords: bearings' wear, rope wheel, mining lift.

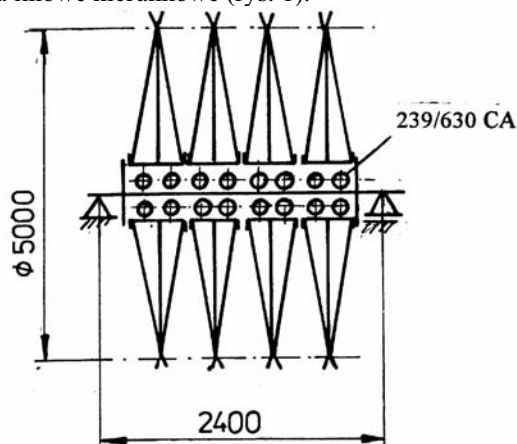
1. WPROWADZENIE

Jak podają Cholewa i Kościelny [3], maszyny i urządzenia mechaniczne podlegają wpływowi szeregu różnorodnych czynników zewnętrznych i wewnętrznych, które są przyczyną nieodwracalnych procesów, powodujących kumulacyjne zmiany stanu obiektów i stopniowe pogorszenie ich charakterystyk eksploatacyjnych. Ciągłość procesów zmian stanów obiektów mechanicznych zależy od warunków eksploatacyjnych, przeprowadzanych przeglądów, regulacji, czynności serwisowych itp. działań związanych z diagnostyką maszyn. Istotne z tego punktu widzenia jest właściwe rozpoznanie zmian stanu procesów przemysłowych lub urządzeń technicznych, rozumianych jako uszkodzenia i inne zdarzenia destrukcyjne. Zadaniem diagnostyki jest zatem wczesne wykrywanie i dokładne rozpoznanie powstających uszkodzeń, w przypadku zużycia – jego wykrycie i rozpoznanie po przekroczeniu

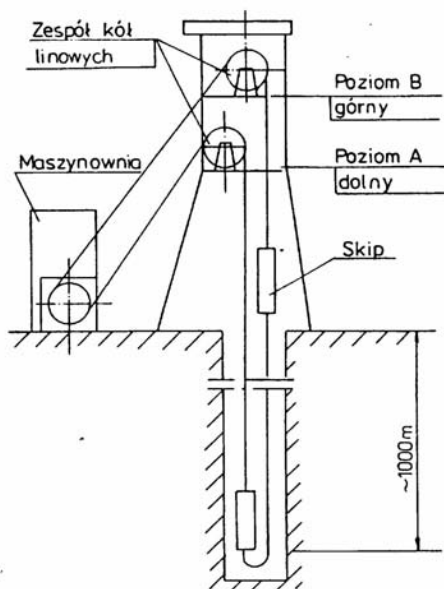
pewnej wartości granicznej. Diagnostyka maszyn zajmuje się zwykle oceną ich stanu poprzez bezpośrednie badania ich własności lub badania pośrednie, tzw. procesów resztkowych towarzyszących funkcjonowaniu tych urządzeń. Procesy resztkowe mogą mieć charakter mechaniczny, elektryczny, termiczny itp., a szczególną rolę wśród nich odgrywają procesy wibroakustyczne, ściśle związane z funkcjonowaniem każdej maszyny [2, 3].

Możliwość oceny stanu technicznego maszyny w ruchu, w trakcie realizacji zadania, przez obserwację procesów wibroakustycznych, jest szczególnie ważna w warunkach, gdy demontaż elementów i czasowe wyłączenie urządzenia z ruchu są ograniczone. Przykładem układu mechanicznego o utrudnionym dostępie do badanych elementów, charakteryzującym się jednocześnie specyficznymi parametrami pracy jest układ łożysk kół linowych górniczego wyciągu szybowego, a w szczególności układ z nieruchomą

osią, na której niezależnie łożyskowane są cztery koła linowe kierunkowe (rys. 1).



Rys. 1. Schemat łożyskowania zespołu kół linowych wieży szybu [4]



Rys. 2. Schemat układu wieży szybu S1.3 [8]

Taki układ łożyskowania występuje na niewielu obiektach szybowych w Polsce [4], w tym między innymi jako jedyny w L.W. "Bogdanka", co jest związane z konstrukcją zastosowanej wieży szybowej. Jest to wieża zastrzałowa z maszyną wyciągową usytuowaną na zrębie szybu (rys. 2). Występujący na wieży szybu S1.3 układ łożyskowania wynika również z obciążeń (masa skipów, urobku, lin nośnych i wyrównawczych), jakie muszą przenieść osie i koła linowe kierunkowe oraz z konieczności niezależnego obracania się każdego z kół [8].

Ocenie diagnostycznej podlega większość elementów górniczego wyciągu szybowego. Regulują to przepisy rozporządzenia Ministra Gospodarki z dnia 28 czerwca 2002 r. w sprawie bezpieczeństwa i higieny pracy. W Polsce badania elementów górniczych wyciągów szybowych prowadzone są przez rzeczoznawców Centrum Badań i Dozoru Górnictwa Podziemnego. Jednak

z powodu nietypowej budowy układu łożyskowego (brak dostępu do łożysk) kół linowych szybu 1.3 oraz krótkiego czasu przeznaczonego na badania i remonty, nie jest możliwe zastosowanie metody rzeczoznawców z CBiDGP, polegającej na ocenie produktów zużycia zawartych w smarze oraz pomiaru i monitorowania zmian szczelin pomiędzy elementami tocznymi łożyska. Metody wibroakustyczne w badaniach górniczych wyciągów szybowych stosowane są jedynie do oceny stanu wież basztowych żelbetonowych, które stanowią fundament dla maszyn wyciągowych. Metoda wibroakustyczna stosowana przez rzeczoznawców CBiDGP odnosi się jedynie do problemu konstrukcji wsporczej, wpływu drgań pochodzących od maszyny wyciągowej na stabilność i wytrzymałość wież basztowych żelbetonowych. Jak do tej pory nie stosuje się żadnej metody wibroakustycznej diagnostyki łożysk kół linowych górniczego wyciągu szybowego, która mogłaby zastąpić pracochłonną i czasochłonną metodę badania szczelin i produktów zużycia zawartych w smarze łożyska oraz umożliwiłaby poznanie stanu zużycia elementów łożysk w przypadku utrudnionego dostępu, jak w układzie łożysk kół linowych szybu 1.3.

Opracowane do tej pory liczne metody diagnozowania stanu maszyn są ukierunkowane przede wszystkim na diagnostykę wibroakustyczną urządzeń szybkoobrotowych. W przypadku diagnozowania kół linowych interpretacja otrzymanych wyników jest utrudniona z uwagi na małą prędkość obrotową, krótki cykl roboczy ze zmienną prędkością obrotową (rozruch - ruch ustalony - hamowanie skipu) i zakłócenia spowodowane drganiami konstrukcji wieży szybowej. Zatem standardowe metody diagnostyczne, stosowane do maszyn wirnikowych o wysokich prędkościach obrotowych, w tym przypadku nie dają podstaw do wiarygodnej oceny. W związku z powyższym opracowano specjalną metodykę określania granicznych wartości symptomów diagnostycznych, wibroakustycznych dla łożysk kół linowych górniczego wyciągu szybowego szybu 1.3, dla których prędkość obrotowa mieści się w zakresie prędkości od 0 do 61 obr/min. Otrzymane wyniki badań przeprowadzonych dla zestawu kół linowych, stanowiąc będą podstawę do późniejszej systematycznej oceny, celem stwierdzenia na jak najwcześniejszym etapie wszelkich zmian świadczących o nieprawidłowej pracy łożysk.

2. DRGANIA ŁOŻYSK TOCZNYCH

Drgania łożysk tocznych wywoływane są wieloma czynnikami, do których należy konstrukcja samego łożyska, jego wymiary, dokładność wykonania i gładkość współpracujących powierzchni, warunki montażu,

a także rozwiązania konstrukcyjne i dokładność wykonania całego zespołu łożyskowego [8]. Łożyska toczne przenoszą różnego rodzaju obciążenia zmieniające się okresowo lub nieokresowo. Zużycie elementów tocznych – zarówno ścierne jak i zmęczeniowe – występujące w trakcie eksploatacji, powoduje zmiany geometrii współpracujących powierzchni, zmiany warstwy podpowierzchniowej oraz sił występujących w obszarze styku. Prowadzi to do modyfikacji charakteru i poziomu drgań. Zmiany te rejestrowane we właściwy sposób i wykryte w odpowiednim czasie pozwalają ocenić na bieżąco stan łożyska [8]. Poziom drgań wytwarzanych przez zabudowane łożysko toczne zależy od jego rodzaju, konstrukcji, wymiarów i klasy dokładności, prędkości obrotowej, obciążenia, a także od konstrukcji i dokładności wykonania węzłów łożyskowych maszyny i warunków eksploatacji.

3. WARUNKI PRACY KÓŁ LINOWYCH L.W. „BOGDANKA”

W L.W. „Bogdanka” zastosowane są górnicze wyciągi szybowe dwulinowe i czterolinowe. Maszyna wyciągowa usytuowana na zrębie szybu wymusza zastosowanie kół linowych kierujących. Koła te wykonane są jako odlewy stalowe lub konstrukcje spawane. Koło linowe składa się z wieńca z rowkiem na linę, piasty oraz ramion łączących wieńiec z piastą. Koła dwuczęściowe łączone są w całość śrubami pasowanymi. Kształt wieńca ma ściśle określone wymiary dopasowane do średnicy liny, a obrzeże wieńca ma znaczną wysokość (co najmniej półtorej średnicy liny), aby nie dopuścić do wyskoczenia liny. Rowki wieńca są wyłożone okładzinami z tworzyw sztucznych lub metalu. Powierzchnia rowków musi być gładka, aby uniknąć nadmiernego zużycia liny.

Ponieważ każde z kół linowych musi mieć niezależny ruch w celu ułatwienia wzajemnego przemieszczenia się lin po obwodzie koła, dlatego jedno koło jest zamocowane na stałe na osi za pomocą klina lub wpustu, zaś pozostałe są osadzone luźno na panewkach. Oś jest obrotowa i łożyskowana na końcach w łożyskach tocznych [1]. Innym rozwiązaniem przy zachowaniu warunku niezależności obrotowej kół jest niezależne łożyskowanie każdego z kół linowych. Koła osadzone są na stałej – nieobrotowej osi, która wsparta jest na dwóch podporach. Takie rozwiązanie zastosowano w kołach linowych górniczego wyciągu szybowego L.W. „Bogdanka” w szybie 1.3 [7].

Praca układu kół linowych górniczego wyciągu szybowego L.W. „Bogdanka” w szybie S 1.3. powinna być bezawaryjna, ponieważ jest to jedyny szyb wydobywczy transportujący urobek węglowy. Ilość wyciąganych skipów wynosi 630 na dobę. Czas przeznaczony na rewizję dobową wynosi 4 godziny i 20 minut. Ograniczenia czasowe, jak

i trudny dostęp do badanych elementów uniemożliwia zastosowanie tradycyjnych metod kontroli zużycia łożysk, takich jak pomiary szczelinomierzem zmian zachodzących w łożyskach, badanie produktów zużycia zawartych w smarze.

W urządzeniu wyciągowym szybu S 1.3 L.W. „Bogdanka” pracuje wyciąg skipowy z maszyną wyciągową 4L 5500/2x3600, z naczyniami o ładowności $Q = 35$ Mg i maksymalną dopuszczalną prędkością 16 m/s. Parametry te pozwalają osiągnąć zdolność wydobywczą szybu w wysokości 22.000 Mg/dobę [9].

Urządzenia szybowe charakteryzują się wysoką dyspozycyjnością, jak i krótkim czasem przeznaczonym na naprawy i remonty, podczas którego trzeba przeprowadzić wszelkie naprawy, kontrole, rewizje i ocenę stanu (diagnozowanie), zapewniając odpowiednie bezpieczeństwo funkcjonowania wyciągów [4]. W L.W. „Bogdanka” urządzenie wyciągowe szybu S1.3 jest niewątpliwie elementem najbardziej istotnym z punktu widzenia zapewnienia jego niezawodnej pracy. W tym celu stosuje się szereg metod mających na celu badanie lin nośnych i wyrównawczych, osi kół i wałów linopędni, wież wyciągowych zawieszek linowych oraz badania łożysk kół.

4. BADANIA ELEMENTÓW GÓRNICZYCH WYCIĄGÓW SZYBOWYCH W ASPEKcie WYBRANYCH WYMAGAŃ PRZEPISÓW BRANŻOWYCH

Badania elementów górniczych wyciągów szybowych prowadzone są przez rzeczoznawców Centrum Badań i Dozoru Górnictwa Podziemnego. W treści przepisów rozporządzenia Ministra Gospodarki z dnia 28 czerwca 2002 r. w sprawie bezpieczeństwa i higieny pracy, w odniesieniu do górniczych wyciągów szybowych ustalone zostały rzeczoznawcy do spraw ruchu zakładu górniczego.

Często w wyniku powstania awarii, w której istotną rolę odgrywał jeden element, tworzone są przepisy, które mają nie dopuścić do powtórzenia podobnego przypadku. Przykładem może być § 539 rozporządzenia Ministra Przemysłu i Handlu z dnia 14 kwietnia 1995 r. w sprawie bezpieczeństwa i higieny pracy (...), w którym mówi się że, łożyska toczne kół linowych należy okresowo obracać w kadłubie. Należy także uzupełniać smar w łożyskach. Innym przykładem jest pkt 5.12.6.5. załącznika nr 4 do rozporządzenia Ministra Gospodarki z dnia 28 czerwca 2002 r. w sprawie bezpieczeństwa i higieny pracy (...), w którym zaleca się, aby osie nowo zabudowanych kół po trzech latach eksploatacji poddać badaniom nieniszczącym przez rzeczoznawcę. Termin następnego badania ustala rzeczoznawca [14]. Przytoczone powyżej przepisy branżowe podkreślają, jaką wagę przykładają się do

bezpieczeństwa i niezawodności urządzeń szybowych.

W miarę rozwoju i wprowadzania nowych rozwiązań technicznych zmienia się zakres tematyczny działalności rzeczoznawców oraz metodyka wykonywania badań. Dotychczasowe metody badawcze nie zawsze mogą być stosowane w nowych rozwiązaniach konstrukcyjnych. Koła linowe szybu S1.3 L.W. „Bogdanka” są przykładem nowej konstrukcji, do której nie można zastosować tradycyjnych metod badawczych łożysk.

W celu zapewnienia rzeczoznawcom możliwości monitorowania stopnia zużycia eksploatowanych maszyn i urządzeń rozszerzono, tam gdzie to było konieczne, wymagany przepisami zakres działalności rzeczoznawczej [5]. Do obiektów o rozszerzonej działalności rzeczoznawczej należą wieże szybowe, które są podstawowym obiektem budowlanym o konstrukcji szkieletowej lub monolitycznej usytuowanym nad szybem.

Z tego względu w oparciu o wymagania obowiązujących przepisów:

1. ustawy z dnia 4 lutego 1994r – Prawo geologiczne i górnicze (dz. U. Nr 27) – znowelizowane w dniu 31.07.2001r – (Dz.U. Nr 110 z 2001r – poz. 1190) [15],
2. rozporządzenia Ministra Gospodarki z dnia 28 czerwca 2002r w sprawie bezpieczeństwa i higieny pracy, prowadzenia ruchu oraz specjalistycznego zabezpieczenia przeciwpożarowego w podziemnych zakładach górniczych – (Dz. U. Nr 139 z 2002r – poz.1169) wraz z załącznikami [14, 15], zachodzi konieczność okresowych badań wież szybowych i głowic szybików wyciągów szybowych.

Szczegółowe warunki pomiarów oraz kryteria pozwalające ocenić ich wyniki określa norma PN-89/G-05500 „Basztowe wieże szybowe. Konstrukcje wsporcze maszyn. Pomiar i ocena drgań”. Przy ocenie drgań konstrukcji wsporczych pod maszyny wirujące, należy wykonać pomiar wartości szczytowej przyspieszenia drgań dla pasma 0.5÷2 Hz oraz dla pasm o częstotliwościach 8; 12,5; 16; 25; 50; 100 Hz. Najbardziej szkodliwe dla budowli betonowych są niskie częstotliwości, zatem analiza widmowa drgań powinna wystarczyć do określenia wpływu maszyn wirujących na budynek. Pomiary należy wykonywać w czasie, gdy maszyny wyciągowe pracują z największą dopuszczoną prędkością dla danego szybu. Pozostałe maszyny powinny pracować w stanie ustalonym. Pomiary drgań konstrukcji wsporczych maszyn wyciągowych i kół odciskowych należy realizować podczas jednego cyklu pracy maszyny. W przypadku pozostałych typów maszyn pomiarów należy dokonywać podczas jednej minuty pracy. Miejsca pomiaru drgań oraz ich liczbę należy ustalić w zależności od rodzaju maszyny wspartej

na badanej konstrukcji [5], a przetworniki drgań mocować w punkcie pomiaru za pomocą wkrętów. Dopuszcza się również mocowanie przetwornika za pomocą kleju zaleconego w instrukcji przetwornika. Parametry drgań konstrukcji wsporczych maszyn należy mierzyć w trzech kierunkach, zgodnie z nieruchomym układem współrzędnych, związanym każdorazowo z konstrukcją wsporczą maszyny [5].

Metoda pomiaru drgań konstrukcji wsporczej pod maszynami wyciągowymi, badanie wież szybowych basztowych, jest przykładem na skuteczne opracowanie metody diagnostycznej elementu górniczego wyciągu szybowego. Konstrukcja basztowa żelbetowa wieży szybowej posiadająca wiele wad, głównie ekonomicznych, powoduje jednak w okresie eksploatacji trudności diagnostyczne. Opisana wyżej metoda badania skutecznie umożliwia ocenę stanu obiektu, śledzenie rozwoju ewentualnych defektów oraz określenie przydatności do dalszej eksploatacji.

W miarę rozwoju i wprowadzania nowych rozwiązań technicznych zmienia się zakres tematyczny działalności diagnostycznej oraz metodyka wykonywania badań. Tak jest również w przypadku diagnostyki kół linowych kierunkowych szybu S1.3 L.W. „Bogdanka”. Opracowana metoda pomiaru i analizy stopnia zużycia łożysk kół linowych ma być odpowiedzią na pytanie, jaki jest rozwój uszkodzeń oraz ma określić czas bezawaryjnej eksploatacji.

5. METODA POMIARU I ANALIZY ZUŻYCIA ŁOŻYSK KÓŁ LINOWYCH DLA POTRZEB L.W. „BOGDANKA”

Wymogi związane z bezpieczeństwem zmuszają eksploatatorów maszyn do minimalizacji nieplanowych remontów i awarii z jednej strony, a z drugiej do eliminacji zbędnych remontów maszyn będących w dobrym stanie technicznym (mimo przekroczenia normatywnego czasu ich pracy). Jeśli przyjmiemy założenie, że procesy dynamiczne w maszynie odzwierciedlają jej stan eksploatacyjny, to jednym ze środków zaradczych służących rozwiązaniu problemu nieplanowanych remontów i awarii, bez wyłączenia maszyny z ruchu, jest diagnostyka wibroakustyczna [12].

Opracowana metoda badania łożysk jest metodą uniwersalną. Może mieć ona zastosowanie przy badaniu diagnostycznym każdego z rodzajów łożysk kół linowych. W przypadku typowej konstrukcji układu kół linowych kierunkowych, tj. z obrotową osią i łożyskami znajdującymi się na jej końcu w kadłubach, możliwe jest potwierdzenie jej skuteczności tradycyjnymi metodami diagnostycznymi. Wyższość opracowanej metody polega na tym, że badania mogą być przeprowadzone w dowolnym czasie podczas normalnej pracy kół linowych. Nie zachodzi

konieczność wyłączenia wyciągu szybowego z ruchu, nie ma potrzeby zatrudniania dodatkowych pracowników. Czas wykonywania pomiarów skrócony jest z 4,5 godziny do 40 minut, a analiza otrzymanych wyników jest prowadzona w warunkach komfortowych przed monitorem komputera z możliwością ich rejestrowania i odtwarzania w dowolnym czasie. W przypadku rozwiązania konstrukcyjnego jakie występuje na wieży wyciągowej szybu S1.3 L.W. „Bogdanka”, gdzie zastosowana została nieruchoma oś, a na niej niezależnie łożyskowane 4 koła linowe (przy braku bezpośredniego do nich dostępu), metoda ta jest jedyną, która może stosownie wcześniej zaalarmować o zbliżającej się awarii.

Zgodnie z zasadami opracowanej metody, pomiary należy przeprowadzić na poziomie dolnym i górnym wieży szybu, dla każdej podpory osi kół linowych, wykonując je w trzech kierunkach, zgodnie z nieruchomym układem współrzędnych związanym z konstrukcją wsporczą osi kół linowych. Czujniki piezoelektryczne należy mocować w punkcie pomiaru za pomocą magnesu stałego, natomiast czujnik elektrodynamiczny wewnętrzny dotycząc obudowy. Ponieważ pomiary będą powtarzane, można przygotować wgłębienia w korpusie obudowy z oznaczeniami punktów pomiarowych. Pomiary należy wykonywać gdy maszyna wyciągowa pracuje z największą dopuszczalną prędkością w czasie ruchu ustalonego, dla którego prędkość obrotowa kół linowych wynosi 61.115 obr/min. Dla zachowania podobnych warunków, pomiar powinien być wykonywany przy wyciąganiu tego samego naczynia (skipu) z maksymalnym dopuszczalnym obciążeniem.

Z uwagi na zagrożenie wybuchem metanu występujące w kopalniach i w szybie wydechowym, wydobywającym urobek węglowy, do pomiaru może być zastosowane urządzenie, które posiada odpowiednie zabezpieczenie umożliwiające bezpieczną pracę w warunkach wspomnianego zagrożenia. Na wybór urządzenia diagnostycznego mają również wpływ trudne warunki atmosferyczne, zapylenie i wilgoć, z którymi to czynnikami można się zetknąć podczas wykonywanych pomiarów. Z uwagi na krótki cykl pracy (ok. 2 minuty), wymagane jest, aby pomiar i rejestracja wyników następowały w tym czasie.

Przenośny miernik drgań zastosowany w opracowanej metodzie jest uniwersalny i powszechnie stosowany do diagnozowania wielu urządzeń pracujących w podziemiach kopalni, od przekładni redukujących przenośników taśmowych poprzez silniki pomp głównego odwadniania, do wentylatorów głównych, przewietrzających sieć wyrobisk podziemnych kopalni. Użyty w omawianej metodzie miernik współpracuje z oprogramowaniem umożliwiającym rejestrowanie, przechowywanie oraz przetwarzanie danych pomiarowych wielu urządzeń.

Oprogramowanie oraz miernik, po ustaleniu granicznych wartości symptomów zużycia badanych obiektów, umożliwia obsługę diagnostyczną przez osoby, których wiedza z zakresu diagnostyki wibroakustycznej nie musi być zaawansowana. W ten sposób pomiary mogą być przeprowadzane przy okazji wykonywania codziennych obowiązków służbowych związanych z eksploatacją urządzeń.

Do pomiarów zastosowano zatem urządzenie typu Vibscanner firmy Prüftechnik. Jest to przenośne urządzenie pomiarowe do badania stanów maszyn, przetwarzania wyników i diagnozowania. Vibscanner pozwala na wykonanie analizy widmowej sygnału drganiowego w postaci widm prędkości i przyspieszeń drgań oraz na analizę widmową obwiedni. Vibscanner współpracuje z oprogramowaniem na komputery PC – Omnitrend. Urządzenie pomiarowe Vibscanner wykorzystywane jest do pomiarów prędkości drgań, przyspieszeń drgań, stanu łożysk tocznych (metoda impulsów uderowych) oraz pomiaru prędkości obrotowej [6].

Istotna w opracowanej metodzie jest zasada przeprowadzania pomiarów. Odstępy czasowe pomiędzy kolejnymi odczytami zależą od stabilności pomiaru, aktualnego stanu ruchowego łożyska oraz od tempa rozwoju uszkodzenia łożyska. W przypadku rozpoczęcia kontroli nowego obiektu, dokonujemy pomiarów raz w tygodniu przez okres minimum dwóch miesięcy. Jest to okres rozpoznania wysokości wartości charakterystycznych. Jeśli różnica pomiędzy otrzymanymi wartościami jest niewielka, wykorzystujemy je jedynie dla późniejszych porównań. Stabilność wartości charakterystycznych pozwala nam przypuszczać, że badany obiekt reprezentuje dobry stan ruchowy, wtedy dokonujemy rutynowych pomiarów raz w miesiącu. Jeżeli wartości charakterystyczne zaczynają wzrastać lub są zmienne, oceniamy odczyty porównując je z wartościami z okresu rozpoczęcia badań i szukamy przyczyny powstania uszkodzenia. W przypadku rozwoju uszkodzenia łożyska, dokonuje się pomiarów 1-2 razy w tygodniu. Pomiary dokonujemy rzadziej, jeśli odczyty pozostają stabilne (różnica pomiędzy otrzymanymi wartościami jest niewielka) lub rosną bardzo powoli. Jeżeli pomiary wskazują na zły stan ruchowy, dokonujemy pomiarów częściej. Jeżeli obserwujemy niestabilność pomiarów musimy również brać pod uwagę ewentualne zmiany w obiekcie wynikające z eksploatacji np.: zmiana intensywność smarowania łożysk, różnice w naciągu lin nośnych współpracujących z kołami linowymi, zużywanie wykładziny kół linowych. Kontrola całkowitego, szerokopasmowego poziomu drgań układu kół linowych kierunkowych wieży S1.3, jest zrealizowana przez zastosowanie zewnętrznego przetwornika drgań. Pomiary wykonywane są w punktach, w trzech wzajemnie prostopadłych kierunkach na podporach osi łożysk.

Uzyskujemy w ten sposób jedną liczbę charakteryzującą stan drganiowy maszyny. Jest nią wartość drgań średnich (RMS) wyrażona w [mm/s]. W przypadku tak prowadzonej oceny stanu dynamicznego układu łożysk kół linowych ograniczamy się jedynie do określenia stanu: dobry / zły, w odniesieniu do całego zespołu łożyskowego powiązanego z elementami wieży szybowej. Pomocna w określeniu stanu granicznego drgań układu kół linowych może być norma ISO 10816 [11]. W tabeli 1 podano wartości średnie (RMS) prędkości drgań, uzyskane w okresie wykonywania pomiarów, tj. od 23.10.03r. do 08.01.05r.. W tabeli 1 podano wartość średnią prędkości drgań z pomiarów oraz wartość maksymalną, jaką uzyskano dla każdego punktu pomiarowego. Zestawione wyniki pomiarów pokazują, że nawet wartości maksymalne prędkości drgań uzyskane podczas pomiarów znajduje się w obszarze, który w normie ISO 10816 określany jest jako „dobry”. Analizując wartości drgań dotyczące kierunku pomiarowego pionowego (tabela 1) można zauważyć, że istnieje różnica pomiędzy wartościami prędkości drgań koła górnego i dolnego. W przypadku koła dolnego mają one nieco wyższą wartość. Można to wytłumaczyć różnicą w rodzaju wykładki kół dolnego i górnego. Koła dolne nie posiadają wykładki, rowek linowy koła wypełniony jest stalą. Są to tak zwane „koła bosc”. Natomiast koła górne posiadają wykładkę z tworzywa sztucznego, które ma zapobiegać nadmiernemu wycieraniu się drutów liny nośnej. Wykładka wykonana z tworzywa posiada właściwości tłumiące drgania.

W celu diagnozowania łożysk zespołu kół linowych, skomplikowanego układu, na którego kinematykę ma wpływ wiele czynników, konieczne jest śledzenie amplitudy drgań w szerszym zakresie częstotliwości oraz wykonywanie pomiarów pozostałych wielkości charakterystycznych, czyli przyspieszeń drgań i impulsów uderowych.

Zastosowane metody diagnozowania układu kół linowych możemy podzielić zatem na dwie grupy. Pierwsza, to kontrola ogólnego poziomu drgań pozwalająca scharakteryzować stan drganiowy układu kół linowych za pomocą jednej wartości (wartość średnia (RMS) prędkości drgań). Ocena stanu dynamicznego jest dwustanowa: dobry, zły. Porównanie zmierzonych poziomu drgań odnosi się do stanów granicznych, pomocna w ich określeniu jest norma ISO 10816 [11]. Uzupełnieniem powyższej metody diagnostycznej jest analiza częstotliwościowa zarejestrowanych sygnałów prędkości drgań. Umożliwia ona w razie występowania wysokich wartości prędkości drgań określenie prawdopodobnej przyczyny ich występowania. Możliwe jest prowadzenie monitoringu, poprzez porównanie uzyskanych widm częstotliwościowych z widmem wzorcowym (zmierzonym w chwili bardzo dobrego stanu technicznego). Odzwierciedleniem zmiany stanu układu kół będzie zmiana postaci widma (pojawiają się inne niż zwykle pasma częstotliwości). Drugą grupą metod diagnostycznych skupiającą się na określeniu stanu łożysk kół linowych są pomiary impulsów uderowych oraz częstotliwościowa analiza przyspieszeń drgań. Wykonując regularne pomiary impulsów uderowych, można monitorować zmiany w stanie ruchowym łożyska, w całym okresie jego żywotności. Możliwe jest w ten sposób określenie trendu zużycia, co z kolei przy wykorzystaniu odpowiedniej analizy prognostycznej pozwala skutecznie zminimalizować prawdopodobieństwo wystąpienia awarii.

Częstotliwości modulujące sygnał drganiowy pochodzący od uszkodzeń łożyska tocznego można uzyskać wykonując ich obliczenia. Porównanie uzyskanych widm częstotliwościowych z widmem wzorcowym umożliwia wychwycenie początkowej fazy zmiany stanu maszyny.

Tabela 1. Wartości średnie(RMS) prędkości drgań [mm/s]

Poziom	Podpora osi	Kierunek pionowy		Kierunek poziomy		Kierunek osiowy	
		wartość średnia	wartość max	wartość średnia	wartość max	wartość średnia.	wartość max.
Poziom	„N”	0,35	0,64	0,631	1,29	0,83	1,83
Górny	„S”	0,377	0,67	0,691	1,37	0,707	1,26
Poziom	„N”	0,412	0,78	0,749	1,38	0,65	1,36
Dolny	„S”	0,39	1,49	0,64	1,65	0,847	1,35

6. PODSUMOWANIE

Wykorzystanie w diagnostyce łożysk pomiarów procesów resztkowych, które w sposób niezamierzony, ale i nieodłączny, towarzyszą funkcjonowaniu maszyn, stwarza szansę na bezdemontażową ocenę stanu technicznego łożyska, bez potrzeby wyłączania obiektu technicznego z ruchu [12]. Ma to ogromne znaczenie dla funkcjonowania kopalni, a w szczególności dla L.W. „Bogdanka”, ponieważ szyb S1.3 jest jedynym szybem wydobywczym, którego zadaniem jest transport urobku węglowego. Taka koncentracja wydobywania na jednym szybie zmusza do działań zmierzających do osiągnięcia jak największej bezawaryjności wszystkich elementów ciągu technologicznego związanego z wydobywaniem. O ile awaria poszczególnych elementów ciągu technologicznego znajdującego się przed szybem wydobywczym umożliwia w pewnym stopniu uruchomienie układów rezerwowych, o tyle urządzenie wyciągowe szybowe jest elementem, którego zastąpić nie można. Jego awaria unieruchomiłaby cały proces wydobywania urobku górniczego, zaś dłuższy postój spowodowałby nieodwracalne zmiany zagrażające funkcjonowaniu kopalni.

Na podstawie analizy metod diagnostyki wibroakustycznej oraz wyników przeprowadzonych badań można sformułować następujące wnioski:

1. Zadaniem diagnostyki wibroakustycznej w odniesieniu do zestawu kół linowych szybu 1.3 jest wykluczenie uszkodzeń przypadkowych i określenia chwili, w której rozpoczyna się okres przyspieszonego zużycia. Przeszkodą w poprawnym uchwyceniu chwili wejścia w obszar przyspieszonego zużycia łożysk kół linowych jest przypadkowy rozrzut intensywności symptomu zużycia.
2. Utrudnieniem w poprawnym określeniu okresu przyspieszonego zużycia kół linowych jest brak możliwości przenoszenia uzyskanych wyników na inne egzemplarze tego samego typu układu łożysk. Zastosowana w szybie 1.3 L.W. „Bogdanka” konstrukcja układu łożyskowego kół linowych nie powtarza się na innym szybie.
3. Wyznaczenie trendu zużycia dla badanych zestawów kół linowych na obecnym etapie nie jest możliwe, ponieważ monitorowane wartości charakterystyczne mają niskie i stabilne wartości. Nie obserwuje się wzrostu symptomów zużycia. Dla poprawnego określenia krzywej życia maszyny niezbędna jest odpowiednio duża liczba pomiarów. Przeprowadzone badania i otrzymane wartości symptomów zużycia będą odniesieniem do późniejszych badań i do wykreślenia trendu zużycia obiektu.
4. Przedstawiona metoda diagnostyczna może mieć również zastosowanie do badania łożysk kół linowych kierunkowych z ruchomą osią i łożyskami umieszczonymi na zewnątrz osi w korpusach, które przeważają w polskim

górnictwie. Wyższość tej metody w stosunku do stosowanych do tej pory (pomiaru szczelinomierzem, analiza zużytego smaru), polega na skróceniu czasu wykonywania badań, a także braku konieczności angażowania do jego wykonania dodatkowych pracowników obsługi szybu. Nie wymaga ona także specjalnego udostępnienia urządzeń szybowych na czas wykonywania badań.

5. Dokonana analiza zagadnienia oraz wnioski wynikające z opracowania koncepcji metody badawczej zestawu kół linowych szybu S1.3 nie wyczerpuje całości problemu. Szczególnie istotny jest fakt, że przeprowadzanie pomiarów wg opisywanej metody jest utrudnione przez niekorzystne warunki atmosferyczne. Rozwiązaniem mogłoby być dalsze prowadzenie pomiarów z zastosowaniem nadzoru diagnostycznego ciągłego, automatycznego.

LITERATURA

- [1] Antoniuk J.: *Maszyny Górnicze Cz. 3, Transport kopalniany*. Wydawnictwo „Śląsk”, Katowice 1980.
- [2] Cempel C.: *Podstawy diagnostyki wibroakustycznej maszyn*. WNT Warszawa 1982.
- [3] Cholewa W., Kościelny J. M.: *Diagnostyka procesów i jej podstawowe zadania*. Diagnostyka procesów – modele, metody sztucznej inteligencji, zastosowania, Korbicz J., Kościelny J. M., Kowalczyk Z., Cholewa W. (red.), WNT, Warszawa 2002.
- [4] Hansel J.: *Aktualne problemy optymalizacji transportu pionowego w polskich kopalniach*, AGH Kraków 1999.
- [5] Kowalczyk J., Spindel N.: *Badania wieńz szybowych i głowic szybików w świetle obowiązujących przepisów*. CBiDGP Sp. z o.o.-Łędzina 2004
- [6] Pruftechnik-Wibrem: *Vibscanner wyważanie i analiza FFT*. Instrukcja obsługi, 2001.
- [7] Ratka S., Szady J.: *Dokumentacja do wniosku o dopuszczenie koła 4-linowego*. Biuro Inżynierii Górniczej – Sosnowiec 1998.
- [8] Strzelecki S., Siwiński G., Wojewoda J., Jagiełło B.: *Badania drgań łożysk układu kół linowych szybu 1.3*. Politechnika Łódzka, Łódź 1998.
- [9] Stachowicz S., Kozek B., Gałąż H.: *Przykłady przedsięwzięć proefektywnościowych obniżających koszty wydobywania w KWK Bogdanka*. Mat. Konf. Szkoły Eksploatacji Podziemnej 1999.
- [10] PN-90/N-01358 *Drgania. Metody pomiarów i oceny drgań maszyn*.
- [11] ISO-10816 *Klasyfikacja drgań*.
- [12] www.monitoring.ipnet.pl - *Diagnostyka eksploatacyjna maszyn i urządzeń*.

- [13] *Rozporządzenie Ministra Gospodarki z dnia 28 czerwca 2002 r. w sprawie bezpieczeństwa i higieny pracy, prowadzenia ruchu oraz specjalistycznego zabezpieczenia przeciwpożarowego w podziemnych zakładach górniczych.* (Dz. U. Nr 139 z 2002r – poz. 1169).
- [14] *Załącznik nr 4 do Rozporządzenia Ministra Gospodarki z dnia 28 czerwca 2002 r. w sprawie bezpieczeństwa i higieny pracy, prowadzenia ruchu oraz specjalistycznego zabezpieczenia przeciwpożarowego w podziemnych zakładach górniczych.*
- [15] *Ustawa z dnia 4 lutego 1994r – Prawo geologiczne i górnicze* (dz. U. Nr 27) – znowelizowane w dniu 31.07.2001r – (Dz. U. Nr 110 z 2001r – poz. 1190).



Dr inż. Dariusz MAZURKIEWICZ jest adiunktem w Katedrze Podstaw Inżynierii Produkcji na Wydziale Mechanicznym Politechniki Lubelskiej. Zajmuje się tematyką monitorowania i diagnostyki maszyn i urządzeń oraz

procesów produkcyjnych. W większości dotyczy to systemów czasu rzeczywistego z wykorzystaniem metod sztucznej inteligencji. W działalności dydaktycznej głównie koncentruje się na systemach wspomagania komputerowego w inżynierii produkcji, metrologii, monitorowaniu, obliczeniach inżynierskich itp.



Mgr inż. Maciej GALIŃSKI jest absolwentem Wydziału Mechanicznego Politechniki Lubelskiej. Aktualnie pracuje w spółce Lubelski Węgiel „Bogdanka” na stanowisku sztygara zmianowego urządzeń szybowych. Do jego obowiązków należy między innymi: - kierowanie ruchem

oddziału na danej zmianie, organizowanie bezpiecznego prowadzenia prac, przeprowadzanie codziennych i okresowych kontroli, rewizji i prób wyciągów szybowych i urządzeń zainstalowanych w oddziale oraz branie udziału w badaniach, rewizjach i kontrolach wyciągów szybowych, maszyn i urządzeń.

METODA POZYSKIWANIA SYGNAŁÓW RESZTKOWEGO I RÓŻNICOWEGO W PRZYPADKU PRACY PRZEKŁADNI ZĘBATEJ ZE ZMIENNYMI W CZASIE PRĘDKOŚCIAMI OBROTOWYMI I OBCIĄŻENIAMI

Grzegorz WOJNAR, Bogusław ŁAZARZ, Henryk MADEJ

Politechnika Śląska Wydział Transportu
ul. Krasińskiego 8, 40-019 Katowice
tel: (032) 603 41 93, e-mail: Grzegorz.Wojnar@polsl.pl

Streszczenie

Jedną z metod wykrywania lokalnych uszkodzeń kół zębatach jest analiza sygnałów resztkowego i różnicowego. Sygnały te uzyskuje się poprzez odfiltrowanie z widma drgań odpowiednich częstotliwości. W metodzie tej zakłada się jednak stałą prędkość obrotową kół zębatach. Wiele przekładni zębatach nie pracuje ze stałą lecz zmienną w czasie prędkością obrotową. W niniejszej pracy przedstawiono bazującą na linowej interpolacji metodę pozyskiwania sygnałów resztkowego i różnicowego w przypadku pracy przekładni ze zmiennym w czasie momentem obciążenia oraz ze zmienną prędkością obrotową jej wałów.

Słowa kluczowe: przekładnie zębatach, uszkodzenie zęba, zmienna prędkość obrotowa, zmienne obciążenie, sygnał resztkowy, sygnał różnicowy.

THE METHOD LOGGING OF RESIDUAL AND DIFFERENTIAL SIGNALS FOR GEAR WORKING WITH VARIABLES THE ROTATIONAL SPEEDS AND LOADS

Summary

Analyzing of residual and differential signals are usefulness methods for local damages detection. The filtration of signal is effectives if rotation speed is constant. This paper presents the method logging of residual and differential signals for gear working with variables rotation speeds and loads.

Keywords: Gear, different rotation speed, different loads, tooth damage, residual signal, differential signal.

1. WPROWADZENIE

Przekładnie zębatach są powszechnie wykorzystywane w układach przeniesienia napędu. Znajdują zastosowanie zarówno w prostych przedmiotach codziennego użytku jak i w bardzo skomplikowanych urządzeniach produkcyjnych i transportowych wykorzystywanych w transporcie lądowym, wodnym oraz powietrznym. W ostatnich latach pojawiło się wiele publikacji dotyczących wykrywania uszkodzeń elementów przekładni zębatach. W pracach tych zaleca się m. in. stosowanie analizy sygnałów resztkowego oraz różnicowego zakładając stałą prędkość obrotową wałów. Tymczasem wiele przekładni nie pracuje ze stałą lecz zmienną w czasie prędkością obrotową. W niniejszej pracy przedstawiono bazującą na linowej interpolacji metodę pozyskiwania sygnałów resztkowego i różnicowego w przypadku pracy przekładni ze zmiennym w czasie momentem obciążenia oraz ze zmienną prędkością obrotową jej wałów. Ze względu na oszczędność czasu i środków finansowych prowadzone rozważania bazowały na wynikach symulacji komputerowych prowadzonych z wykorzystaniem zidentyfikowanego modelu

dynamicznego przekładni zębatach w układzie napędowym.

2. MODEL DYNAMICZNY

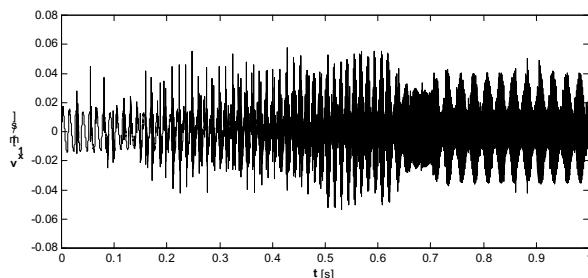
W ostatnich latach nastąpił znaczny rozwój w zakresie modelowania zjawisk dynamicznych. Stwierdzono, bowiem dużą przydatność badań symulacyjnych zarówno w procesie konstruowania jak i diagnozowania obiektów technicznych, a rozwój techniki cyfrowej umożliwił przeprowadzenie w stosunkowo krótkim czasie symulacji komputerowych bazujących na skomplikowanych modelach matematycznych. Obecnie praktycznie każdy ośrodek naukowy zajmujący się konstrukcją i diagnostyką układów przeniesienia napędu wykorzystuje mniej lub bardziej złożony model przekładni zębatach. Początkowo modelowano jednostopniowe wyizolowane z układu napędowego przekładnie zębatach m. in. [9, 10, 6]. Z czasem zaczęły się pojawiać coraz bardziej zaawansowane modele przekładni zębatach o wielu stopniach swobody uwzględniające pracę silnika napędowego, jednostopniowej lub wielostopniowej przekładni

zębatej walcowej i maszyny roboczej [11, 3]. Szczegółowe przeglądy modeli dynamicznych można znaleźć między innymi w pracach [6, 8].

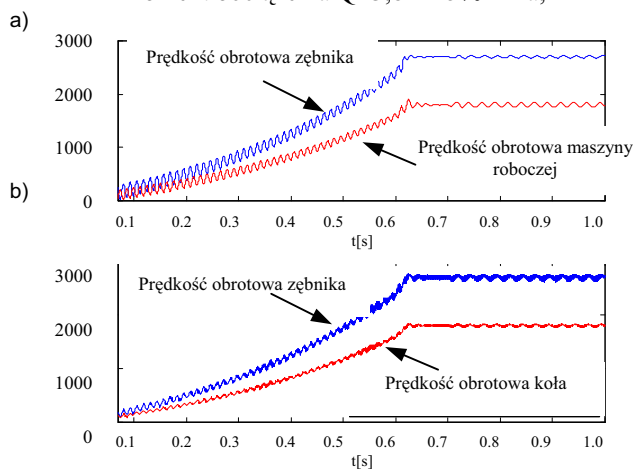
W niniejszej pracy do celów diagnostycznych wykorzystano opracowany na Wydziale Transportu Politechniki Śląskiej model dynamiczny przekładni zębatej w układzie napędowym [8]. Zjawiska zachodzące w zazębieniu są opisane zgodnie z modelem L. Müllera [9, 10].

3. PRZETWARZANIE SYGNAŁÓW

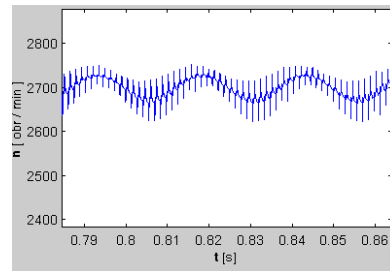
Diagnozowanie maszyn pracujących ze zmienną w czasie prędkością obrotową wałów wymaga zaawansowanych metod przetwarzania sygnałów wibroakustycznych [1, 2, 4, 5, 7]. Na podstawie przedstawionego modelu dynamicznego przekładni zębatej w układzie napędowym uzyskano m. in. użyteczne diagnostycznie sygnały prędkości drgań poprzecznych wałów przekładni [14]. Sygnał przedstawiony rysunku 1 zarejestrowano w przypadku rozpędzania przekładni (rys. 2.3), na którą od chwili czasowej 0,7 s działał sinusoidalnie zmienny moment obciążenia. Obciążenie jednostkowe wynosiło $Q=3,84\pm 25\%$ MPa. Częstotliwość zmian momentu hamującego była równa 40 Hz. Symulowano pęknięcie podstawy zęba zębniaka powodujące zmniejszenie sztywności zazębienia o 20%. W pracy nie uwzględniano odchyłek wykonania kół zębatych. Przełożenie przekładni wynosiło 1,5.



Rys. 1. Sygnał prędkości drgań poprzecznych wału zębniaka zarejestrowanych w kierunku działania siły międzyzębnej – rozpędzanie i sinusoidalnie zmienny moment obciążenia $Q=3,84\pm 25\%$ MPa,



Rys. 2. Rozpędzanie przekładni i praca z prędkością obrotową oscylującą wokół stałej wartości - zmiany prędkości obrotowych: a) wirnika silnika napędzającego i maszyny roboczej, b) zębniaka i koła



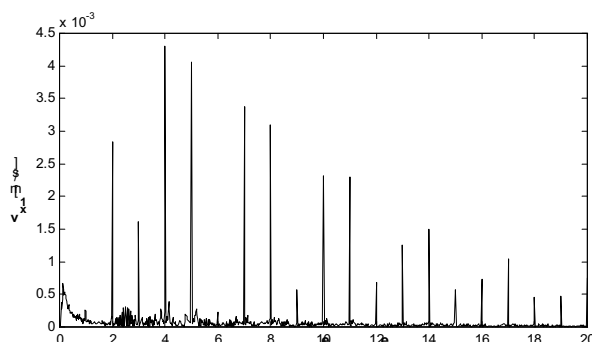
Rys. 3. Zmiany prędkości obrotowej zębniaka - powiększenie rys. 2

W prezentowanej metodzie konieczne jest zarejestrowanie sygnału referencyjnego związanego z obrotami diagnozowanego koła zębatego. Może być on mierzony na zewnątrz przekładni ale możliwie blisko koła zębatego, tak aby wyeliminować wpływ drgań skrętnych wałów przekładni. Ważne jest, aby na podstawie tego sygnału referencyjnego możliwe było określenie minimum obrotu wału o podziałkę zamontowanego na nim koła zębatego. Zastosowano wysoką częstotliwość próbkowania sygnału tak aby przy najwyższej prędkości obrotowej koła zębatego przypadało około 200 próbek na podziałkę. Następnie korzystając z procedury liniowej interpolacji [12] przepróbkowano sygnał drganiowy tak aby uzyskać dla każdego obrotu wału o podziałkę stałą liczbę próbek. Na rys. 4 przedstawiono (uzyskane na podstawie sygnału przedstawionego na rys. 1) nałożenie sygnałów drganiowych, których czas trwania równy jest obrotowi diagnozowanego koła zębatego o podziałkę zasadniczą.



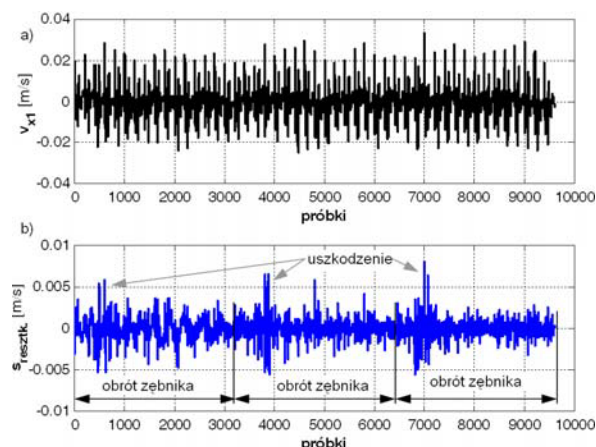
Rys. 4. Nałożenie sygnałów prędkości drgań poprzecznych wału zębniaka, których czas trwania równy jest obrotowi diagnozowanego koła zębatego o podziałkę zasadniczą – rozpędzanie i sinusoidalnie zmienny moment obciążenia

Na tej podstawie sygnału posiadającego stałą liczbę próbek na kąt obrotu o podziałkę koła uzyskano sygnał uśredniony okresem powtarzania skoków tych samych zębów zębniaka i koła. Na rys. 5 przedstawiono pseudo widmo, tego sygnału, w którym na osi odciętych występują kolejne harmoniczne częstotliwości zazębienia.



Rys. 5. Pseudo widmo uzyskane na podstawie sygnału uśrednionego okresem powtarzania skojarzeń tych samych zębów zębnika i koła

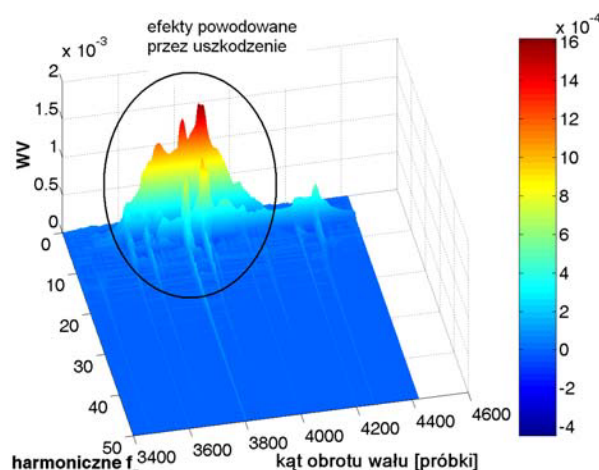
Na podstawie tak uzyskanego pseudo widma możliwe jest uzyskanie sygnałów reszkowego i różnicowego [13, 14] tak jak w przypadku stałej prędkości obrotowej wałów przekładni. Na rysunku 6 przedstawiono (uzyskane na podstawie sygnału przedstawionego na rys. 1) sygnał uśredniony okresem powtarzania skojarzeń tych samych zębów zębnika i koła (rys. 6a) oraz sygnał reszkowy (rys. 6b), w którym widoczne są lokalne maksima wywołane pęknięciem podstawy zęba.



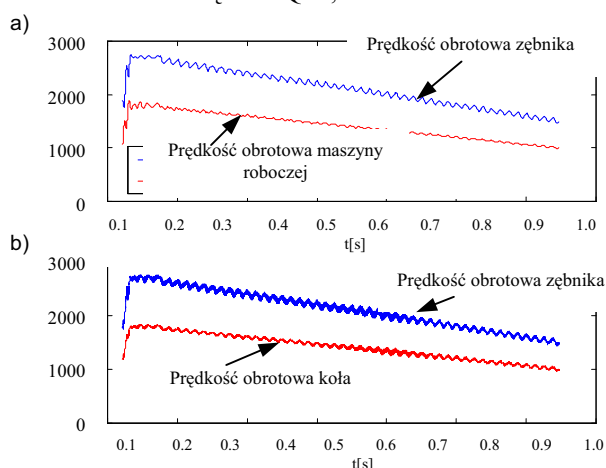
Rys. 6. Sygnał: a) sygnał uśredniony okresem powtarzania skojarzeń tych samych zębów zębnika i koła, b) sygnał reszkowy

W celu łatwiejszej interpretacji uzyskanych wyników dokonano rozkładu Wignera-Ville'a (rys. 7), w którym osi częstotliwości odpowiadają kolejne harmoniczne częstotliwości zazębienia, a osi czasu odpowiada kąt obrotu diagnozowanego koła zębatego. Strzałką wskazano lokalne maksimum pochodzące od uszkodzenia koła zębatego.

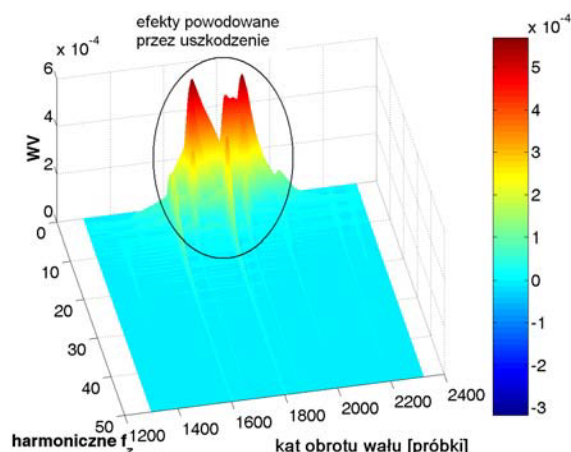
Przeprowadzono także badania podczas, których prędkość obrotowa wałów zmniejszała się (rys. 8). Również w tym przypadku stosując przedstawioną wcześniej metodę uzyskano rozkład Wignera-Ville'a, w którym wyraźnie widoczne są lokalne maksimum pochodzące od pęknięcia podstawy zęba zębnika powodujące zmniejszenie sztywności zazębienia o 20% (rys. 9) i o 15% (rys. 10).



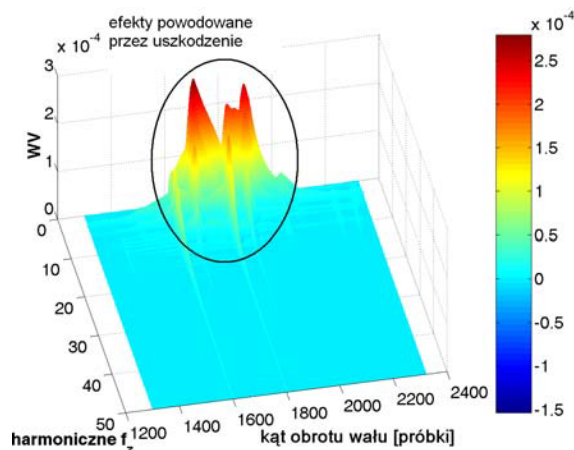
Rys. 7. Rozkład Wignera-Ville'a sygnału reszkowego uzyskanego w przypadku rozpędzania przekładni i sinusoidalnie zmiennego moment obciążenia $Q=3,84\pm 25\%$ MPa



Rys. 8. Zmniejszanie się prędkości obrotowej: a) wirnika silnika napędzającego i maszyny roboczej, b) zębnika i koła



Rys. 9. Rozkład Wignera-Ville'a sygnału reszkowego uzyskanego w przypadku zmniejszania się prędkości obrotowej wałów przekładni i sinusoidalnie zmiennego moment obciążenia $Q=3,84\pm 25\%$ MPa, $\Delta c = -20\%$



Rys. 10. Rozkład Wignera-Ville'a sygnału resztkowego uzyskanego w przypadku zmniejszania się prędkości obrotowej wałów przekładni i sinusoidalnie zmiennego moment obciążenia $Q=3,84\pm 25\%$ MPa, $\Delta c=-15\%$

4. WNIOSKI

Na podstawie przeprowadzonych badań i analiz sformułowano następujące wnioski:

- Stosując metodę liniowej interpolacji możliwe jest uzyskanie użytecznych diagnostycznie sygnałów resztkowego i różnicowego w przypadku pracy przekładni ze zmienną w czasie prędkością obrotową wałów obciążonych sinusoidalnie zmiennym momentem hamującym.
- Zaproponowana metoda jest wrażliwa na zmniejszenie się sztywności zazębienia spowodowane pęknięciem podstawy zęba.

Przedmiotem dalszych prac będzie weryfikacja doświadczalna przedstawionej metody analizy sygnału niestacjonarnego.

LITERATURA

- [1] Adamczyk J., Krzyworzeka P., Cioch W.: *Dynamiczna redukcja niestacjonarności sygnału drganiowego maszyn wirnikowych*. XXIX Ogólnopolskie Sympozjum Diagnostyka Maszyn 2002 r., s. 9÷18.
- [2] Adamczyk J., Krzyworzeka P., Łopacz H.: *Systemy synchronicznego przetwarzania sygnałów diagnostycznych*. Collegium Columbinum, Kraków 1999.
- [3] Bartelmus W.: *Mathematical Modelling and Computer Simulations as an Aid to Gearbox Diagnostics*. Mechanical Systems and Signal Processing, vol. 15 2001, s. 855÷871.
- [4] Batko W., Ziółko M.: *Zastosowanie teorii falek w diagnostyce technicznej*. Problemy Inżynierii Mechanicznej i Robotyki – AGH, Kraków 2002.
- [5] Cioch W.: *Sztuczne sieci neuronowe w diagnostyce zagrożeń eksploatacyjnych systemów technicznych*. Rozprawa doktorska, Akademia Górniczo-Hutnicza 2004.
- [6] Dąbrowski Z., Radkowski S., Wilk A.: *Dynamika przekładni zębatych – Badania i symulacja w projektowaniu eksploatacyjnie zorientowanym*. Wydawnictwo i Zakład

Poligrafii ITE w Radomiu, Warszawa – Katowice – Radom 2000.

- [7] Krzyworzeka P.: *Synchroniczne wspomaganie odwzorowań diagnostycznych*. Wydawnictwa AGH, Kraków 2001.
- [8] Łazarz B.: *Zidentyfikowany model dynamiczny przekładni zębatej w układzie napędowym jako podstawa projektowania*. Wyd. i Zakład Poligrafii ITE w Radomiu, Katowice-Radom 2001.
- [9] Müller L.: *Przekładnie zębate - dynamika*. WNT, Warszawa 1986.
- [10] Müller L.: *Przekładnie zębate - projektowanie*. WNT, Warszawa 1996.
- [11] Radkowski S.: *Wibroakustyczna diagnostyka uszkodzeń niskoenergetycznych*, Wydawnictwo i Zakład Poligrafii Instytutu Technologii Eksp. w Radomiu Warszawa- Radom 2002.
- [12] The MathWorks: *Signal Processing Toolbox For Use with Matlab, Version 5*. The MathWorks, Inc., 2001.
- [13] Wilk A., Łazarz B., Madej H., Wojnar G.: *Metody wczesnego wykrywania lokalnych uszkodzeń kół zębatych*. XXIX Ogólnopolskie Sympozjum Diagnostyka Maszyn 2002 r.
- [14] Wojnar G.: *Wykrywanie uszkodzeń kół zębatych wybranymi metodami przetwarzania sygnałów drganiowych*. Rozprawa doktorska, Politechnika Śląska 2004 r.



Dr inż. Grzegorz WOJNAR obecnie jest adiunktem na Wydziale Transportu Politechniki Śląskiej. Specjalizuje się w zakresie modelowania procesów dynamicznych, projektowania maszyn oraz metod przetwarzania sygnałów.



Dr hab. inż. Bogusław ŁAZARZ jest profesorem nzw. w Katedrze 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. Członek Sekcji Podstaw Eksploatacji Komitetu Budowy Maszyn PAN.



Dr hab. inż. Henryk MADEJ jest profesorem nzw. w Katedrze 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. 130 artykułów opublikowanych w czasopiśmie oraz materiałach konferencyjnych.

DETEKCJA PĘKNIĘĆ NA PODSTAWIE CHARAKTERYSTYK DYNAMICZNYCH

Leszek MAJKUT

Akademia Górniczo – Hutnicza, Katedra Mechaniki i Wibroakustyki
al. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków, majkut@agh.edu.pl

Streszczenie

Praca dotyczy identyfikacji poprzecznego pęknięcia, w układach, których modelem jest belka prostoliniowa. Jako wielkości wejściowe procesu identyfikacji wybrano częstotliwości giętych drgań rezonansowych oraz amplitudy drgań wymuszonych. Wykazano, że zmiany tych wielkości pozwalają na diagnostykę pęknięć o głębokości większej niż 10 % wysokości belki. Do identyfikacji pęknięć o mniejszej głębokości wykorzystano zmianę charakterystyk fazowych belki. Opisany w pracy model pęknięcia polega na zastąpieniu przekroju z pęknięciem sprężyną o określonej podatności. Podatność sprężyny wyznaczono na bazie mechaniki pęknięcia i twierdzenia Castigliano.

Słowa kluczowe: drgania, pęknięcie, identyfikacja, diagnostyka.

CRACK DETECTION BASED ON FREQUENCY RESPONSE

Summary

This paper deals with detection a transverse crack in beam like structure. An input quantity for identification a bending resonance frequencies and amplitudes of forced vibrations are chosen. Changes in these quantities cannot be used for detection of small crack (depth less than 10 % of beam height). To detecting of smaller crack the diagrams of difference in phase shift is used. The crack is substituted by rotational spring, which flexibility is calculated by using Castigliano theorem and laws of the fracture mechanics.

Keywords: vibration, crack, identification, diagnostics.

1. WSTĘP

Zmienne obciążenie siłowe czy kinematyczne, jakim bardzo często poddawane są elementy i układy konstrukcyjne wywołują zmienne w czasie naprężenia. One zaś wywołują w materiale złożony spłot zjawisk i zmian zmęzeniowych, zależnych od wielkości tych naprężeń i liczby ich cykli. Zmiany zmęczeniowe uwiadamiają się pęknięciem materiału konstrukcyjnego i przy dalszej eksploatacji prowadzą do zniszczenia elementu. Istotną więc, ze względu na bezpieczeństwo konstrukcji, jest informacja o fakcie wystąpienia pęknięcia w elemencie konstrukcyjnym.

W literaturze znaleźć można wiele metod identyfikacji pęknięcia na podstawie pomiarów drgań. Symptomów diagnostycznych poszukuje się w zmianach: częstotliwości drgań własnych [6, 7, 8], amplitud drgań wymuszonych [7, 9, 12], impedancji mechanicznej [1], ale również w analizie falkowej [13] oraz przy wymuszeniu szumem białym [2].

Analizowane w pracach [7-9] modele odwrotne pozwalają na identyfikację parametrów (położenia i głębokości) pęknięć, na podstawie częstotliwości drgań własnych i amplitud drgań wymuszonych. W pracy [10] autor wykazuje, że pęknięcia o głębokościach

mniejszych od 10% wysokości belki z wykorzystaniem tych symptomów diagnostycznych jest niemożliwa. Wynika to z tego, że pęknięcia o takiej „małej” głębokości powoduje zmiany częstotliwości własnych czy amplitud drgań wymuszonych mniejsze, niż niepewność ich wyznaczenia.

W wielu elementach konstrukcyjnych, (np. wały turbogeneratorów) istotnym jest sama informacja o wystąpieniu pęknięcia (nawet w sytuacji, gdy nie ma możliwości identyfikacji jego głębokości czy lokalizacji).

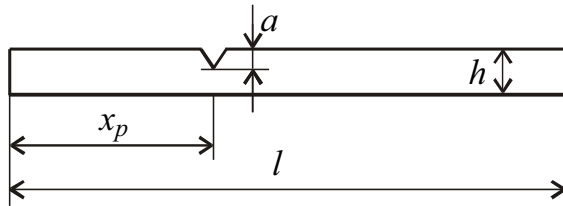
Niniejsza praca dotyczy takiej właśnie detekcji pęknięcia elementu konstrukcyjnego na podstawie zmian charakterystyk fazowych.

Pęknięcie zostało zamodelowane jako przegub sprężysty, którego podatność wyznacza się z zależności, znanych z mechaniki pęknięcia, wiążących energię potencjalną odkształcenia ze współczynnikiem intensywności naprężeń oraz twierdzenia Castigliano.

2. OPIS PROBLEMU

Rozpatrywany w pracy problem opisany został modelem belki Bernoulliego-Eulera z tłumieniem

wewnętrzny, bez uwzględnienia efektu zamykania się szczeliny podczas drgań, co schematycznie pokazano na rysunku 1.



Rys. 1. Model rozpatrywanej belki

W rozważaniach przyjęto belkę o stałym przekroju poprzecznym $A=b \times h$ oraz momencie bezwładności przekroju I . Założono również stałość własności materiałowych na długości belki tzn. modułu Younga E oraz gęstości materiału ρ .

W takim przypadku pęknięcie modelowane jest jako sprężyna, której podatność c_g wiąże ze sobą moment gnący w przekroju o współrzędnej $x = x_p$ oraz kąty obrotu z prawej i lewej strony przekroju, w którym występuje pęknięcie, czyli:

$$y'(x_p^+) - y'(x_p^-) = c_g EI y''(x_p) \quad (1)$$

Podatność sprężyny modelującej pęknięcie wyznacza się z zależności wiążących energię potencjalną odkształcenia ze współczynnikiem intensywności naprężeń oraz twierdzenia Castigliano [10]. Wartość podatności w funkcji głębokości pęknięcia opisuje zależność [8,10]:

$$c_g = 6h\pi \cdot \frac{1-\nu^2}{EI} \cdot \left(\frac{a}{h}\right)^2 \cdot \left[0.6294 - 1.0472 \cdot \frac{a}{h} + 4.6021 \cdot \left(\frac{a}{h}\right)^2 - 9.9751 \cdot \left(\frac{a}{h}\right)^3 + 20.2948 \cdot \left(\frac{a}{h}\right)^4 - 32.9933 \cdot \left(\frac{a}{h}\right)^5 + 47.0408 \cdot \left(\frac{a}{h}\right)^6 - 40.6933 \cdot \left(\frac{a}{h}\right)^7 + 19.6 \cdot \left(\frac{a}{h}\right)^8 \right]$$

3. DRGANIA BELKI Z UWZGLĘDNIENIEM TŁUMIENIA WEWNĘTRZNEGO

Równanie drgań poprzecznych belki z uwzględnieniem tłumienia wewnętrznego ma postać:

$$EI \frac{\partial^4 y(x,t)}{\partial x^4} + EI\alpha \frac{\partial^5 y(x,t)}{\partial x^4 \partial t} + \rho A \frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial t^2} = 0$$

Do jego rozwiązania zastosowano metodę Fouriera, rozdzielania zmiennych, czyli założono, że $y(x,t) = X(x) \cdot T(t)$. Dzięki temu zamiast równania różniczkowego cząstkowego funkcji dwu, zmiennych, uzyskuje się dwa równania różniczkowe zwyczajne, każde jednej zmiennej. W pracy analizowane będzie równanie zmiennej przestrzennej, zwane równaniem amplitud drgań, które zapisać można w postaci:

$$X^{(4)}(x) - \omega^2 \cdot \frac{\rho A}{EI(1+i\omega\alpha)} X(x) = 0 \quad (2)$$

rozwiązaniem równania (2) jest funkcja (3):

$$X(x) = P e^{\gamma x} + Q e^{-\gamma x} + R e^{i\gamma x} + S e^{-i\gamma x} \quad (3)$$

gdzie:

$$\gamma = \sqrt{\omega \sqrt{\frac{\rho A}{EI(1+i\omega\alpha)}}}$$

$$i = \sqrt{-1}$$

α - współczynnik tłumienia wewnętrznego

P, Q, R, S - stałe zależne od warunków brzegowych.

W przypadku drgań wymuszonych siłą o amplitudzie F i częstości ω_w , przyłożonej w punkcie o współrzędnej $x = x_f$, równanie ma postać:

$$X^{(4)}(x) - \gamma^4 X(x) = \frac{F \cdot \delta(x, x_f)}{EI(1+i\omega_w\alpha)} \quad (4)$$

rozwiązaniem równania (4) jest funkcja (5):

$$X(x) = X_0(x) + \frac{F \cdot H(x, x_f)}{EI(1+i\omega_w\alpha)} \cdot \left(e^{\gamma(x-x_f)} + e^{-\gamma(x-x_f)} + e^{i\gamma(x-x_f)} + e^{-i\gamma(x-x_f)} \right) \quad (5)$$

gdzie:

$X_0(x)$ - rozwiązanie równania jednorodnego postaci danej równaniem (3), z tym, że teraz:

$$\gamma^4 = \omega_w^2 \cdot \frac{\rho A}{EI(1+i\omega_w\alpha)}$$

$\delta(x, x_f)$ - funkcja delta Diraca w punkcie $x = x_f$,

$H(x, x_f)$ - funkcja Heaviside'a (skoku jednostkowego) w punkcie $x = x_f$

Sposób wyznaczenia współczynnika tłumienia α w zależności od współczynnika rozproszenia ψ , który jest stałą materiałową pokazano w następnym punkcie pracy

3. 1. Wyznaczenie współczynnika tłumienia

Praca sił tłumienia za jeden okres drgań wynosi:

$$L = \int_0^{2\pi/\omega} \int_0^l EI\alpha \frac{\partial^5 y(x,t)}{\partial x^4 \partial t} \cdot \frac{\partial y(x,t)}{\partial t} dx dt$$

Jako rozwiązanie $y(x,t)$ przyjęto pierwszą postać drgań własnych belki swobodnie podpartej::

$$y(x,t) = X(x) \cdot T(t) = S \sin \frac{\pi}{l} x \cdot \sin \omega t$$

gdzie S jest stałą dowolną.

$$L = \int_0^{2\pi/\omega} EI\alpha \left(\frac{\pi}{l} \right)^4 S^2 \omega^2 \cos^2 \omega t \int_0^l \sin^2 \frac{\pi}{l} x dx dt$$

czyli po przekształceniach:

$$L = \frac{1}{2} EI \alpha \left(\frac{\pi}{l} \right)^4 S^2 \omega \pi l$$

Energia potencjalna:

$$U = \frac{1}{2} EI \int_0^l \frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial x^2} dx$$

Po prostych przekształceniach całkowita energia potencjalna wynosi:

$$U = \frac{1}{2} EIS^2 \left(\frac{\pi}{l} \right)^4 \cdot \frac{l}{2}$$

Straty energii podczas jednego cyklu drgań wynoszą:

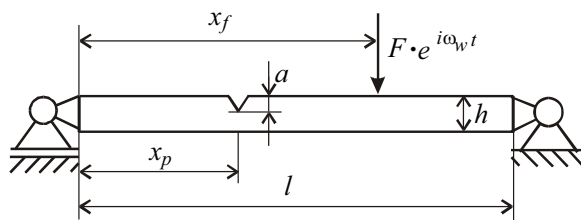
$$\Delta E = \psi U = \frac{1}{2} \psi EIS^2 \left(\frac{\pi}{l} \right)^4 \cdot \frac{l}{2}$$

Porównując pracę sił tłumienia ze stratami energii uzyskać można zależność współczynnika tłumienia wewnętrznego α od współczynnika rozproszenia ψ :

$$\alpha = \frac{\psi}{2\pi\omega}$$

4. ANALIZA DRGAŃ BELKI Z PĘKNIĘCIEM

Model analizowanego układu pokazany jest na rys. 2



Rys. 2. Model swobodnie podpartej belki z pęknięciem

Amplitudę drgań wymuszonych w pierwszym przedziale dla $x \in (0, x_p)$ opisuje równanie:

$$X_1^{(4)}(x) - \gamma^4 X_1(x) = 0$$

a jego rozwiązaniem jest funkcja:

$$X_1(x) = P e^{\gamma x} + Q e^{-\gamma x} + R e^{i\gamma x} + S e^{-i\gamma x} \quad (6)$$

W przedziale $x \in (x_p, l)$ amplitudę drgań opisuje równanie:

$$X_2^{(4)}(x) - \gamma^4 X_2(x) = \frac{F \cdot \delta(x, x_f)}{EI(1 + i\omega_w \alpha)}$$

rozwiązaniem powyższego równania jest funkcja:

$$X_2(x) = A e^{\gamma x} + B e^{-\gamma x} + C e^{i\gamma x} + D e^{-i\gamma x} + \frac{F}{EI(1 + i\omega_w \alpha)} \cdot H(x, x_f) \cdot \left(e^{\gamma(x-x_f)} + e^{-\gamma(x-x_f)} + e^{i\gamma(x-x_f)} + e^{-i\gamma(x-x_f)} \right) \quad (7)$$

Stałe całkowania A, B, C, D i P, Q, R, S zależą od warunków brzegowych:

$$X_1(0) = 0; \quad X_1''(0) = 0; \quad X_2(l) = 0; \quad X_2''(l) = 0$$

oraz warunków ciągłości w przekroju o współrzędnej $x = x_p$ opisujące równość (brak skoku) z prawej i lewej strony tegoż przekroju odpowiednio:

- amplitud drgań - $X_1(x_p) = X_2(x_p)$
- momentów gnących - $X_1''(x_p) = X_2''(x_p)$
- sił tnących - $X_1'''(x_p) = X_2'''(x_p)$

oraz równanie opisujące pęknięcie:

$$X_2'(x_p) - X_1'(x_p) = c_g EIX_1''(x_p)$$

Powyższy układ równań zapisać można w postaci macierzowej:

$$\mathbf{M} \cdot \mathbf{C} = \mathbf{W} \quad (8)$$

gdzie $\mathbf{M}$ jest macierzą główną rozpatrywanego problemu początkowo – brzegowego, wektor stałych $\mathbf{C}$ na postać:

$$\mathbf{C}^T = [P \quad Q \quad R \quad S \quad A \quad B \quad C \quad D]^T$$

$\mathbf{W}$ jest wektorem wymuszeń.

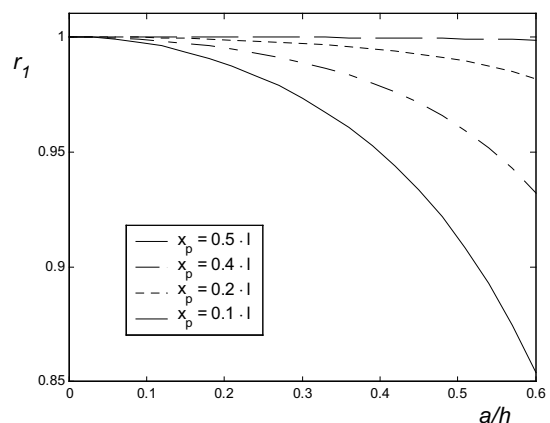
Poszukiwane stałe całkowania wyznaczyć można z równania (8) przez odwrócenie macierzy głównej $\mathbf{M}$, lub z wykorzystaniem wzorów Cramera.

Po obliczeniu stałych całkowania funkcję amplitud drgań wymuszonych opisuje równanie (6) dla $x \in (0, x_p)$ i równanie (7) dla $x \in (x_p, l)$.

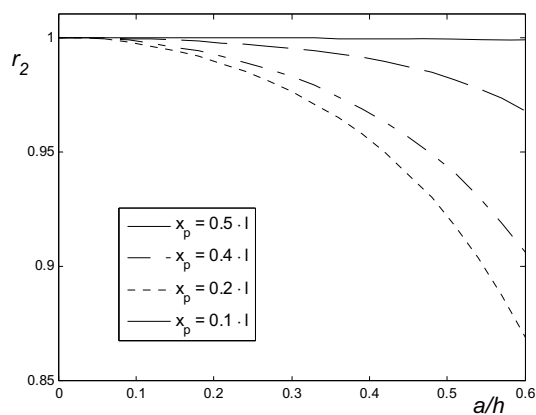
Na rys. 3a i 3b pokazano zmianę odpowiednio pierwszej i drugiej częstości rezonansowej belki pokazanej na rys. 2 w funkcji głębokości i miejsca pęknięcia.

Obliczenia przeprowadzono dla belki o danych materiałowych: $E = 2.1 \cdot 10^{11}$ Pa, $\rho = 7860$ kg/m³ i geometrycznych: długość belki $l = 1.2$ m, wysokość $h = 0.3$ m, szerokość $b = h$.

Na rysunku przez r_i oznaczono iloraz i -tej częstości rezonansowej pękniętej belki do i -tej częstości rezonansowej belki bez pęknięcia. Przez częstość rezonansową rozumie się częstość, przy której charakterystyka amplitudowo – częstotliwościowa ma maksimum lokalne.

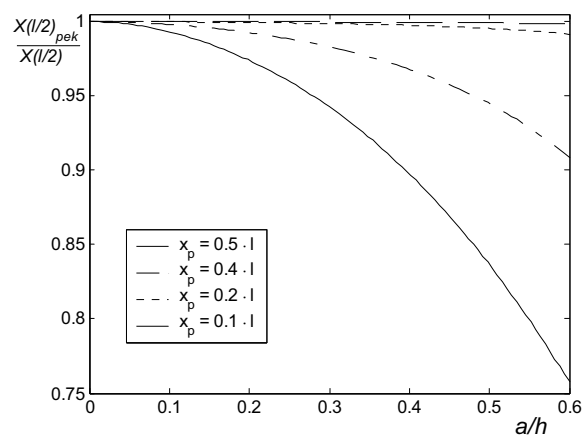


Rys. 3a. Zmiana pierwszej częstości rezonansowej



Rys. 3b. Zmiana drugiej częstotliwości rezonansowej

Na rys. 4 pokazano zmianę amplitudy drgań wymuszonych monoharmonicznie ($\omega_w = 150$ rad/s) w funkcji głębokości i miejsca pęknięcia, przekroju o wsp. $x = 0.3$ m.



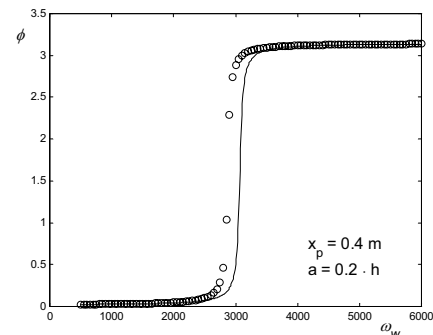
Rys. 4. Zmiana amplitudy drgań ustalonych belki

Z analizy uzyskanych wyników wynika, że podobnie jak przy analizie drgań bez uwzględnienia tłumienia pęknięcie o głębokości do około 10 % wysokości belki nie powoduje praktycznie wykrywalnej zmiany częstotliwości drgań rezonansowych, przez co diagnostyka takich pęknięć zmęczeniowych metodą analizy zmiany częstotliwości rezonansowych jest niemożliwa.

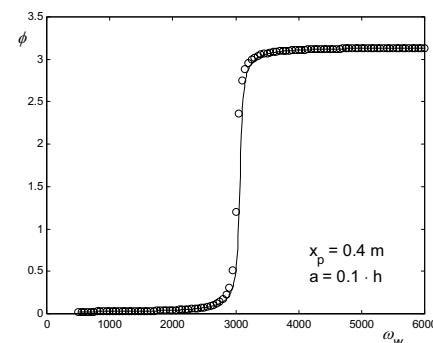
W celu diagnostyki pęknięć o małej głębokości zaproponowano analizę charakterystyki fazowo – częstotliwościowej.

Na rys. 5 a-d pokazano charakterystykę fazowo – częstotliwościową belki pokazanej na rys. 2, amplitudę wyznaczono w przekroju o wsp. $x=0.3$ m.

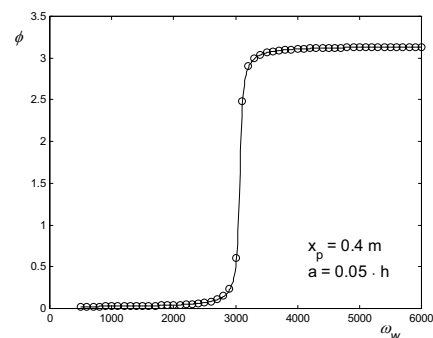
Na rysunkach linią ciągłą oznaczono wyniki dla belki bez pęknięcia, znakami „o” dla pękniętej belki (parametry pęknięcia zaznaczono na rysunkach).



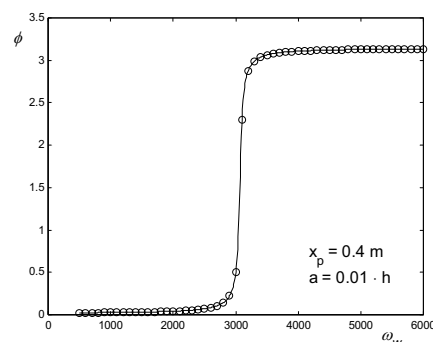
Rys. 5a. Charakterystyka fazowo – częstotliwościowa



Rys. 5b. Charakterystyka fazowo – częstotliwościowa



Rys. 5c. Charakterystyka fazowo – częstotliwościowa



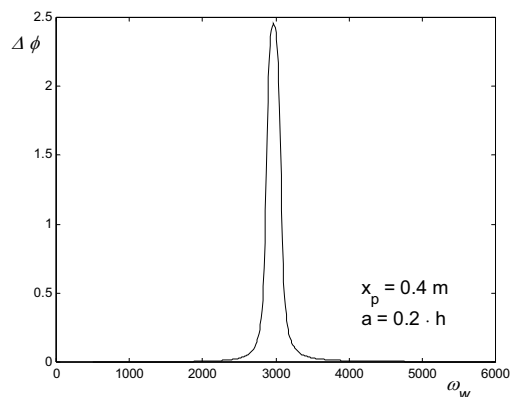
Rys. 5d. Charakterystyka fazowo – częstotliwościowa

Pokazana na rys. 5 różnica przebiegów charakterystyk fazowo – częstotliwościowa również nie pozwala diagnozować małych pęknięć. Charakterystyki uzyskane dla belki bez pęknięcia i z pęknięciem są jedynie przesunięte (na kierunku

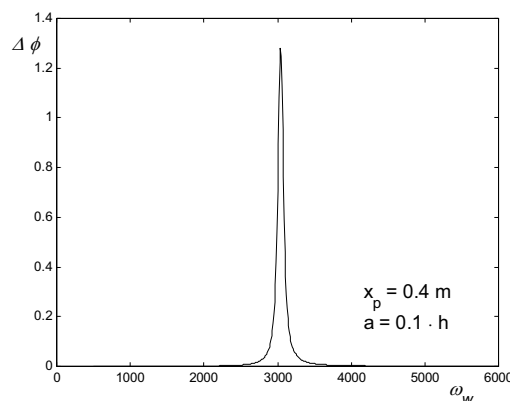
poziomym) względem siebie, co oczywiście wynika ze zmiany (na skutek pęknięcia) częstości rezonansowej.

Stąd też pomysł by analizować różnicę charakterystyk fazowych zarejestrowanej na „jeszcze” nieuszkodzonym obiekcie i obiekcie z pęknięciem. Mogą to być np. charakterystyki rejestrowane podczas rozruchu (czy wybiegu) wału pracującego powyżej prędkości krytycznej.

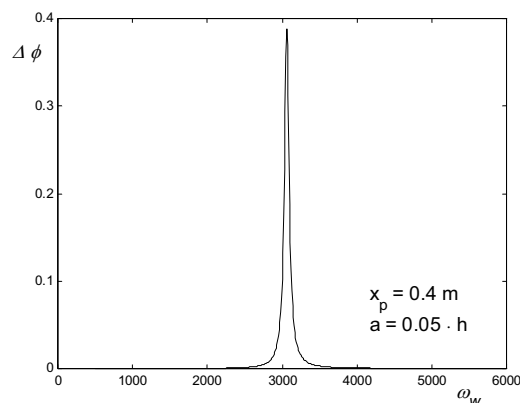
Na rys. 6 a-d pokazano przebiegi różnic kątów przesunięcia fazowego amplitudy drgań wymuszonych belki bez i z pęknięciem, w funkcji częstości wymuszenia.



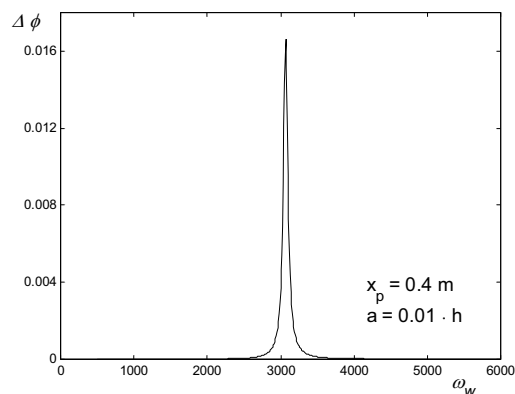
Rys. 6a. Różnica przesunięć fazowych belki bez i z pęknięciem



Rys. 6b. Różnica przesunięć fazowych belki bez i z pęknięciem



Rys. 6c. Różnica przesunięć fazowych belki bez i z pęknięciem



Rys. 6d. Różnica przesunięć fazowych belki bez i z pęknięciem

Analiza charakterystyk pokazanych na rys. 6 prowadzi do wniosku, że są one różne od zera jedynie w obszarze około rezonansowym i są tym węższe im mniejsze jest pęknięcie. Taki pik na charakterystyce różnic kątów fazowych jest więc symptomem diagnostycznym pęknięcia. Nie ma natomiast możliwości, na tej podstawie identyfikacja głębokości i położenia pęknięcia.

6. PODSUMOWANIE

W pracy analizowano możliwości detekcji pęknięć w belkach na podstawie charakterystyk amplitudowo i fazowo – częstotliwościowych, z uwzględnieniem tłumienia wewnętrznego w materiale belki.

Wyznaczono zależność pomiędzy współczynnikiem rozproszenia ψ , który jest stałą materiałową, a współczynnikiem tłumienia wewnętrznego.

Dla tak opisanego modelu wyznaczono wpływ pęknięcia na zmianę pierwszej i drugiej częstości drgań rezonansowych tj. częstość przy której charakterystyka amplitudowo – częstotliwościowa ma maksimum lokalne.

Wykazano, że podobnie jak przy analizie drgań własnych (tzn. z pominięciem tłumienia), że pęknięcie o głębokości do około 10 % wysokości belki nie powoduje praktycznie wykrywalnej zmiany częstości drgań rezonansowych (rys. 3), przez co diagnostyka takich pęknięć zmęczeniowych metodą analizy zmiany częstości drgań rezonansowych jest niemożliwa.

Podobnie niemożliwa jest detekcja takich pęknięć w oparciu o zmianę amplitudy drgań ustalonych, wymuszonych monoharmonicznie (rys. 4).

Do wykrywania pęknięć o mniejszej głębokości wykorzystano charakterystyki fazowo – częstotliwościowe. Dwie charakterystyki zarejestrowane dla tego samego obiektu z mniejszym i większym pęknięciem są przesunięte (na kierunku poziomym) względem siebie, co wynika ze zmiany, na skutek pęknięcia częstości

rezonansowej. Detekcji pęknięcia dokonać można na podstawie przebiegu różnic kątów przesunięcia fazowego w funkcji częstości wymuszenia. Taka charakterystyka jest różna od zera jedynie w obszarze około rezonansowym i jest tym węższa im mniejsze jest pęknięcie (rys. 6). Taki pik na charakterystyce różnic kątów fazowych jest symptomem diagnostycznym pęknięcia, bez możliwości identyfikacji parametrów pęknięcia tj. jego głębokości i położenia.

LITERATURA

- [1] Bagnios Y.: *Crack identification in beam structures using mechanical impedance*, Journal of Sound and Vibration, 256 (2002) pp. 287-297
- [2] Cacciola P., Impollonia N., Muscolina G.: *Crack detection and location in a damaged beam vibrating under white noise*, Computers and Structures 81 (2003) pp. 1773-1782.
- [3] Dado M., Abuzeid O.: *Coupled transverse and axial vibratory behaviour of cracked beam with end mass and rotaty inertia*, J. of Sound and Vibration, 261 (2003) pp. 675-696.
- [4] Darpe A.K., Gupta K., Chawla A.: *Coupled bending, longitudinal and torsional vibrations of a cracked rotor*, Journal of Sound and Vibration, 269 (2004) pp. 33-60.
- [5] Krawczuk M., Ostachowicz W.: *Damage indicators for diagnostic of fatigue cracks in structures by vibration measurements*, Mechanika Teoretyczna i Stosowana 34 (1996) pp. 307-326.
- [6] Lee Y-S., Chung M-J.: *A study on crack detection using eigenfrequency test data*, Computers and Structures 77 (2000) pp. 327-342.
- [7] Majkut L.: *Identyfikacja pęknięcia w belkach o znanych warunkach brzegowych*. Diagnostyka, 32 (2004), str. 107-116.
- [8] Majkut L.: *Identyfikacja pęknięcia w belkach na podstawie pomiaru częstości własnych*, kwartalnik AGH Mechanika 24 (2005)
- [9] Majkut L.: *Identyfikacja pęknięcia belek na podstawie pomiarów amplitud drgań wymuszonych*, kwartalnik AGH Mechanika 24 (2005)
- [10] Majkut L.: *Modelowanie pęknięcia w wibroakustycznej diagnostyce według modelu*. Diagnostyka, 34 (2005).
- [11] Majkut L.: *Wpływ pęknięcia na drgania belki. Symptomy diagnostyczne*, Materiały IV Seminarium Degradacji Systemów Technicznych Warszawa 2004.
- [12] Owolabi G.M., Swamidas A.S.J., Seshadri R.: *Crack detection in beams using changes in frequencies and amplitudes of frequency response functions*, Journal of Sound and Vibration 265 (2003), pp 1-22.
- [13] Tian J., Li Z., Su X.: *Crack detection in beams by wavelet analysis of transient flexural waves*,

Journal of Sound and Vibration 261 (2003) pp. 715-727.



Dr inż. Leszek MAJKUT (ur. 1970), absolwent Wydziału Elektroniki, Automatyki, Informatyki i Elektrotechniki AGH (1995). Pracę doktorską dotyczącą wpływu lokalnej zmiany sztywności na amplitudę drgań i widmo częstości obronił w 1999 na Wydziale Inżynierii Mechanicznej i Robotyki AGH w Krakowie. Obecnie prace badawcze dotyczące ogólnie pojętej wibromechaniki (drgania, wibroizolacja, hałas, diagnostyka wibroakustyczna), teorii drgań ze szczególnym uwzględnieniem układów ciągłych prowadzi w zespole Wibromechaniki Katedry Mechaniki i Wibroakustyki AGH.

ZASTOSOWANIE SIECI NEURONOWYCH DO KLASYFIKACJI USZKODZEŃ MASZYN WIRUJĄCYCH

Tomasz BARSZCZ

Akademia Górniczo-Hutnicza, Katedra Robotyki i Dynamiki Maszyn
Al. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków, fax. 012-63-43-505, tbarszcz@agh.edu.pl

Streszczenie

Maszyny wirujące są najczęściej modelowane z dobrą dokładnością metodami liniowymi. Niektóre uszkodzenia tych maszyn mają jednak naturę nieliniową. Typowymi przykładami takich uszkodzeń są luzy posadowienia lub przytarcia wirnika. Zjawiska te powinny być wykrywane przy uwzględnieniu istnienia nieliniowości. Dobrą metodą modelowania takich nieliniowości jest NARX – metoda identyfikacji systemów nieliniowych.

Osobnym problemem jest przejście od problemu modelowania zjawisk nieliniowych do wykorzystania takiego modelu do diagnostyki. Niniejszy artykuł prezentuje kilka możliwych podejść, a następnie proponuje metodę klasyfikacji opartą na sieciach NARX. Zaletą metody jest możliwość jej zastosowania do wykrywania nowych uszkodzeń, które nie były znane na etapie trenowania sieci. W końcowej części opisano zastosowanie metody do klasyfikacji nieliniowych uszkodzeń mierzonych na stanowisku badawczym.

Słowa kluczowe: wibrodiagnostyka, sieci neuronowe, NARX, klasyfikacja.

APPLICATION OF NEURAL NETWORKS TO CLASSIFICATION OF MALFUNCTIONS OF ROTATING MACHINERY

Summary

Rotating machinery are most often modeled with good accuracy using linear methods. Some malfunctions, however, are of non-linear nature. Typical examples of those malfunctions are loose bearings and rotor rub. These phenomena can be detected taking nonlinearities into account. Good method to detect it is NARX – identification of nonlinear systems.

Separate problem is the transition from modeling of nonlinear phenomena to using such models in diagnostics. The following paper presents few approaches and then proposes the method of classification based on NARX networks. The advantage of the method is the possibility to detect new failures, which were not known at the time of training the network. The last part of the paper describes application of the proposed method to the data acquired on the test rig.

Keywords: vibrodiagnostics, neural networks, NARX, classification.

1. WPROWADZENIE

Maszyny wirujące odgrywają bardzo istotną rolę we współczesnej gospodarce. Większość procesów przemysłowych, w których zachodzi konwersja energii, oparta jest o maszyny wirujące. Coraz istotniejsza jest potrzeba utrzymywania maszyn w optymalnym stanie technicznym. Główne potrzeby użytkowników maszyn można pogrupować w następujący sposób:

- unikanie awarii
- obniżanie kosztów utrzymania
- podnoszenie dyspozycyjności

Potrzeby te, w konsekwencji, generują zapotrzebowanie na metody diagnostyki. Teoretyczne i praktyczne badania prowadzone są już od kilkudziesięciu lat, rozpoczynając od prostych, liniowych modeli. Wraz z postępami prac

teoretycznych i eksperymentalnych odkrywano i opisywano nowe zjawiska. Szeroki opis teoretyczny problematyki dynamiki maszyn wirujących można znaleźć np. w [7]. W wielu przypadkach mamy do czynienia ze zjawiskami nieliniowymi. Nieliniowy opis modelu wirnik-łożyska przedstawiono np. w [6]. Niezależnie od nieliniowego opisu samej maszyny, wiele uszkodzeń ma nieliniową naturę. Przykładem takich uszkodzeń są luzy posadowienia oraz przytarcia. Rozwiązywanie problemów wynikających z tych uszkodzeń od dawna jest przedmiotem licznych badań, a także wysiłków diagnostów-praktyków. Obszerny przegląd przypadków uszkodzeń oraz działań naprawczych można znaleźć np. w [3].

Luzy posadowienia są zjawiskiem, które zachodzi gdy uszkodzone jest mocowanie nieruchomej części maszyny (np. podpory

łożyskowej). W konsekwencji zmniejsza się wypadkowa sztywność wirnika, co powoduje obniżenie częstotliwości rezonansowych wirnika i może uzyskiwać wartości będące wielokrotnością, bądź ułamkiem prostym częstotliwości odpowiadającej prędkości obrotowej. Ponadto ruch obrotowy elementów wirnika może zostać zaburzony (w wyniku okresowego „odrywania się” podpory od fundamentu). W takim przypadku amplituda sygnałów drgań ulega ograniczeniu. W widmie sygnału sinusoidalnego, którego amplituda zostaje ograniczona, pojawiają się linie harmoniczne o częstotliwościach równych wielokrotności prędkości obrotowej. Składowe te mogą z kolei wywołać rezonanse innych elementów maszyny. Przykładowy opis takiego przypadku można znaleźć np. w [3].

Propozycję opisu teoretycznego luzów posadowienia przedstawiono w [7]. Poniżej przedstawiono model drgań poprzecznych wirnika, który zawiera dodatkowe wyrażenia, reprezentujące zmiany wynikające z luzów:

$$\begin{aligned} MW + (D + \nu D_f)W + KW + \nu K_f(W - c) + \\ + K_{xy}W \cos 2\psi - MW\psi^2 \\ = mr\Omega^2 \cos(\Omega t + \delta - \psi) + P \cos(\gamma - \psi) \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} MW\psi^2 + (D + \nu D_f)W^2\psi - \\ - K_{xy}W^2 \sin 2\psi - 2MW\psi \\ = W[mr\Omega^2 \sin(\Omega t + \delta - \psi) + P \sin(\gamma - \psi)] + \\ + \nu(W + R_r)F_t \end{aligned}$$

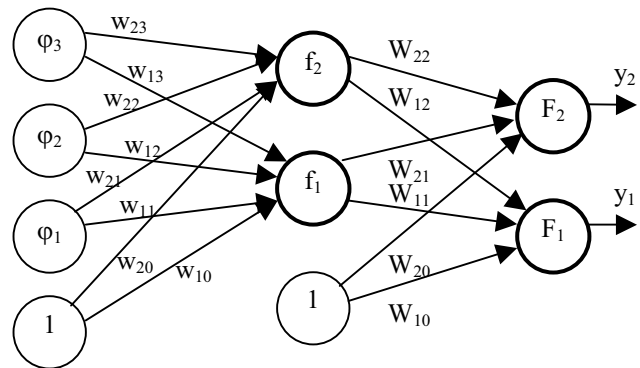
gdzie:

$$\nu = \begin{cases} 1, & \text{if } |W| \geq c \\ 0, & \text{if } |W| < c \end{cases} \quad (2)$$

Model zakłada nieciągłą (więc nieliniową) zmianę sztywności. Ten sam model może być zastosowany do opisu luzów, jak i przytarć. W pierwszym przypadku zmiana sztywności powodowana jest przez kontakt między podporą łożyskową a fundamentem. W drugim – między wirnikiem a korpusem. Taki nieliniowy system może być modelowany przy użyciu sieci neuronowych.

Obiekty nieliniowe mogą być modelowane za pomocą sieci neuronowych. Są one zalecane w przypadku, gdy nie mamy wiedzy „a priori” o strukturze modelowanego obiektu, ani o rodzaju jego nieliniowości (choć brak jakichkolwiek informacji na ten temat będzie skutkował w problemach z modelowaniem). W ogólnym przypadku sieć neuronowa jest opisana przez zbiór parametrów zwanych wagami. W literaturze opisano liczne rodzaje sieci neuronowych [np. 4]. Do

modelowania najczęściej stosowana jest struktura sieci określana jako perceptron wielowarstwowy (ang. Multi Layer Perceptron, MLP). W zastosowaniach praktycznych stosuje się układy dwuwarstwowe. Przykładową strukturę dwuwarstwowego MLP przedstawiono na rys. 1.



Rys. 1. Struktura dwuwarstwowego perceptronu

W ogólnym przypadku architektura sieci przedstawionej na rys. 1 opisana jest równaniem:

$$\hat{y}(t) = g[\varphi, \theta] = F_i \left[\sum_{j=1}^{nH} W_{i,j} f_j \left(\sum_{l=1}^{nI} w_{j,l} \varphi_l + w_{j,0} \right) + W_{i,0} \right] \quad (3)$$

Elementami wektora predykcji $\hat{y}(t) = g[\varphi, \theta]$ są wartości poprzednich wejść i wyjść modelowanego obiektu. θ jest wektorem parametrów sieci, tj. wag. Najczęściej do neuronów w warstwie ukrytej stosuje się sigmoidalne funkcje aktywacji, natomiast w warstwie wyjściowej – funkcje liniowe. Strojenie modelu, określane jako uczenie sieci, polega na znalezieniu takich elementów wektora θ , tj. wag W i w , aby minimalizowany był średniokwadratowy błąd predykcji. Błąd ten dany jest wzorem (4):

$$PE = \frac{1}{2N} \sum_{r=1}^N [y(t) - \hat{y}(t|\theta)]^T [y(t) - \hat{y}(t|\theta)] \quad (4)$$

gdzie

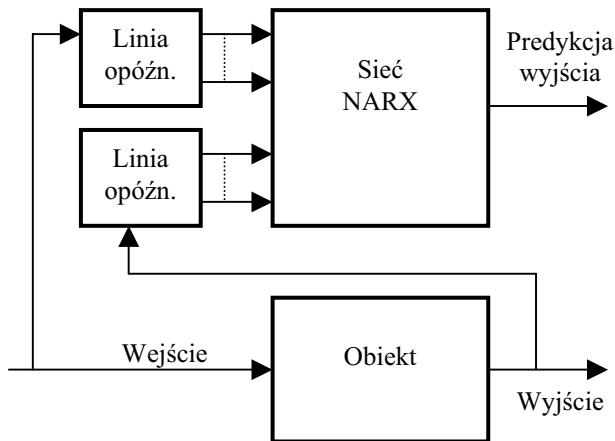
$$\varphi(t) = [y(t-1) \dots y(t-n_a) u(t-n_k) \dots u(t-n_b-n_k+1)]^T \quad (5)$$

$$\hat{y}(t|\theta) = \hat{y}(t-1, \theta) = g(\varphi(t), \theta) \quad (6)$$

Jednym z zastosowań MLP jest identyfikacja i modelowanie obiektów nieliniowych [8]. W zastosowaniach tych dobre wyniki daje struktura określana jako nieliniowy ARX, albo NARX. W takim przypadku wektory predykcji i regresji definiowane jako (odpowiednio) (5) i (6).

2. ZASTOSOWANIE NARX DO MODELOWANIA

W poniższym rozdziale opisane zostanie zastosowanie sieci NARX do modelowania maszyn wirujących. W ogólnym przypadku strukturę sieci NARX zastosowanej do modelowania przedstawia rys. 2.



Rys. 2. Struktura sieci NARX zastosowanej do modelowania

Zasadniczym problemem w modelowaniu jest dobór sygnałów wejść i wyjść. Jest to istotny problem w modelowaniu dynamiki maszyn wirujących, ponieważ sygnały wejść (którymi jest przede wszystkim siła pochodząca od niewyważenia resztkowej wirnika) nie są mierzalne.

W takiej sytuacji możliwą metodą jest zastosowanie sieci NAR, która modeluje sygnał wyjściowy, a predyktor dany w (5), nie posiada elementów pochodzących od wejścia. Badania sieci o strukturze NAR, przeprowadzone na podstawie danych zebranych na stanowisku badawczym (które będzie opisane w kolejnych rozdziałach) nie doprowadziły do akceptowalnych rezultatów. Niezależnie od struktury sieci i doboru zbiorów uczących, nie uzyskano zadowalającej wartości błędu predykcji.

Inną możliwością jest zastąpienie niemierzalnych sygnałów sił wymuszających innym sygnałem, który może być zmierzony. Na rys. 3 przedstawiono obiekt o jednym wejściu X (sygnał od niewyważenia resztkowej wirnika) oraz dwóch wyjściach Y_1 i Y_2 (sygnały drgań z dwóch czujników). Dla uproszczenia rozważano przypadek liniowy, gdzie transmitancje pomiędzy wejściem a wyjściami opisane są wielomianami.

Dla obiektu z rys. 3 zachodzą następujące zależności pomiędzy wejściem $X(s)$ a wyjściami:

$$\begin{aligned} Y_1(s) &= \frac{P_1(s)}{Q_1(s)} X(s) \\ Y_2(s) &= \frac{P_2(s)}{Q_2(s)} X(s) \end{aligned} \quad (7)$$

Zachodzi więc:

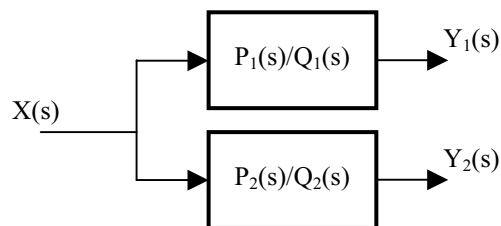
$$X(s) = \frac{Q_1(s)}{P_1(s)} Y_1(s) \quad (8)$$

$$Y_2(s) = \frac{P_2(s)}{Q_2(s)} \frac{Q_1(s)}{P_1(s)} Y_1(s)$$

Dla maszyn wirujących sygnały z kanałów drganiowych mają podobną postać (najczęściej te same składowe w widmie, różniące się amplitudami i fazami), można więc założyć, że mianowniki transmitancji są sobie równe i wynoszą $Q(s)$. Przy takim założeniu kanał Y_2 można określić jako:

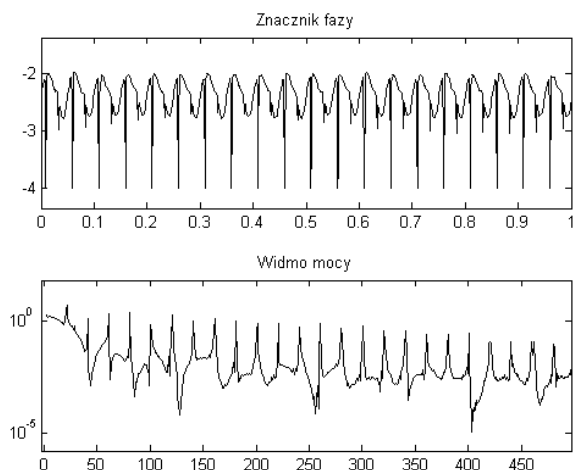
$$Y_2(s) = \frac{P_2(s)}{P_1(s)} Y_1(s) \quad (9)$$

Tak więc, jeżeli dynamika dwóch kanałów drgań jest podobna, użycie jednego z tych kanałów drgań jako kanału wejściowego do trenowania sieci neuronowej będzie prowadziło do modelowania układu, którego dynamika będzie się zasadniczo różnić od dynamiki obiektu pierwotnego.



Rys. 3. Rozpatrywany obiekt o jednym wejściu i dwóch wyjściach

Z drugiej strony sygnał wejściowy powinien mieć parametry podobne do sygnału wymuszającego. W przypadku układu z uszkodzeniem typu luz/ przytarcia, sygnał taki jest złożeniem siły harmonicznego pochodzącej od niewyważenia wirnika oraz siły impulsowej, działającej raz na obrót wału. Dobrym przybliżeniem takiego sygnału może być sygnał znacznika fazy, który jest właśnie złożeniem sygnału sinusoidalnego i impulsu zgodnego w fazie z sygnałem sinusoidalnym. Ponadto widmo sygnału znacznika fazy zawiera składową prędkości obrotowej oraz jej liczne harmoniczne. Można założyć, że sygnał znacznika fazy może być zastosowany zamiast niemierzalnego sygnału sił rzeczywistych działających na obiekt. Przykładowy przebieg oraz widmo mocy sygnału znacznika fazy przedstawia rysunek 4. Czas próbkowania sygnału wynosił 1s, natomiast widmo obejmuje zakres częstotliwości od 0 do 500 Hz.



Rys. 4. Przykładowy przebieg czasowy i widmo mocy sygnału znacznika fazy

Można się spodziewać, że wyniki modelowania będą lepsze dla sygnałów drgań względnych, które przedstawiają drgania wału względem łożyska, niż dla sygnałów drgań bezwzględnych pokryw łożyskowych, których transmitancja jest bogatsza i zawiera elementy związane z transmisją energii z wału poprzez łożyska i korpus do czujników drgań bezwzględnych. Z drugiej jednak strony, niektóre uszkodzenia są lepiej widoczne w sygnałach drgań bezwzględnych.

Tak więc, modelowanie maszyny wirujące może być zrealizowane wg poniższej procedury:

- określenie struktury sieci
- dobór danych uczących (zarówno do procesu uczenia, jak i weryfikacji)
- uczenie sieci
- weryfikacja

Weryfikacja może być przeprowadzona różnymi metodami, które zależą od przyjętego wskaźnika jakości predykcji. Przegląd różnych metod można znaleźć np. w [4, 8]. Do modelowania przyjęto błąd predykcji - patrz wzór (4).

3. ZASTOSOWANIE NARX DO DIAGNOSTYKI

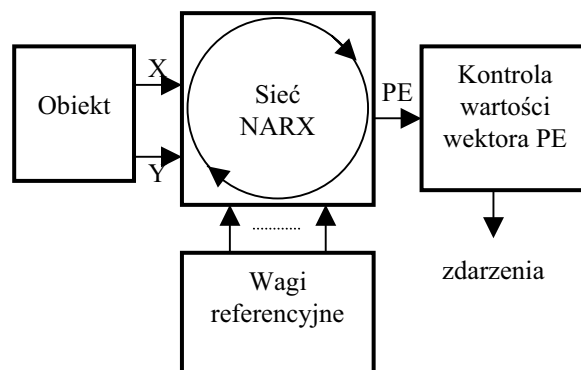
W literaturze publikowane są liczne badania dotyczące diagnostyki maszyn wirujących za pomocą sieci neuronowych [np. 5]. Często spotykane jest stosowanie sieci neuronowych do klasyfikacji stanu maszyny. Rys. 5 przedstawia takie podejście, używające sieci określanej jako perceptron.

W takim podejściu neurony warstwy wyjściowej mają progową funkcję aktywacji. Wyjście jest ustawiane w stan aktywny, gdy sieć sklasyfikuje wektor wejść do jednego ze znanych jej stanów, które mogą oczywiście opisywać zarówno stany pracy poprawnej, jak i uszkodzeń. Istnieje wiele metod wyboru wejść, z których najczęściej stosowanym jest podawanie na wejścia wybranych

parametrów sygnałów drganiowych. Parametrami takimi są wartości amplitud i faz poszczególnych harmonicznych, bądź energie w wybranych pasmach częstotliwości. Użycie perceptronu do zadania klasyfikacji ma jednakże istotne wady:

- niska odporność na szумы w sygnałach wejściowych
- duża liczba kanałów wejściowych
- brak możliwości wykrywania uszkodzeń złożonych
- konieczność wyboru zbioru uczącego zawierającego wszystkie uszkodzenia

Szczególnie wielu kłopotów nastręcza konieczność wyboru zbioru uczącego, ponieważ zachowanie się maszyn wirujących jest bardzo różnorodne i zależy od wielu dodatkowych parametrów (jak np. moc, temperatury). W konsekwencji w praktyce zebranie odpowiednio bogatego zbioru danych uczących jest możliwe jedynie w niektórych przypadkach.



Rys. 6. Propozycja zastosowania sieci NARX do zadania diagnozowania

Z drugiej strony, można zaproponować do diagnostyki sieci typu NARX, które z dobrym skutkiem są stosowane do modelowania obiektów dynamicznych. Podstawową różnicą między podejściem opisanym powyżej a sieciami typu NARX jest stosowanie w tych ostatnich jako wejść pełnych sygnałów dynamicznych. Rys. 6 przedstawia propozycję zastosowania sieci NARX do zadania diagnozowania. Przedstawiony został jeden kanał wyjściowy.

Dla powyższej architektury można podać następujący algorytm diagnostyczny.

- wykonanie akwizycji danych drganiowych; (mierzony jest kanał znacznika fazy, traktowany jako wejściowy oraz jeden z kanałów drgań);
- preprocesing danych (kontrola stanu, kontrola zakresów, normalizacja);
- przygotowanie zbioru uczącego (dane kanału znacznika fazy jako wejścia sieci, kanał drgań względnych jako wyjścia sieci);
- przeprowadzenie procesu uczenia sieci;

- weryfikacja sieci; jeżeli nie uzyskano akceptowalnych wskaźników jakości, dane należy odrzucić;
- określenie „podobieństwa” pomiędzy wytrenowaną siecią (w tym danymi pomiarowymi) a sieciami referencyjnymi;
- sklasyfikowanie obiektu do stanu, dla którego parametry „podobieństwa” osiągają najwyższą wartość;
- jeżeli nie sklasyfikowano obiektu do żadnego ze stanów, powiadomienie operatora o potencjalnej konieczności dodania nowego stanu.

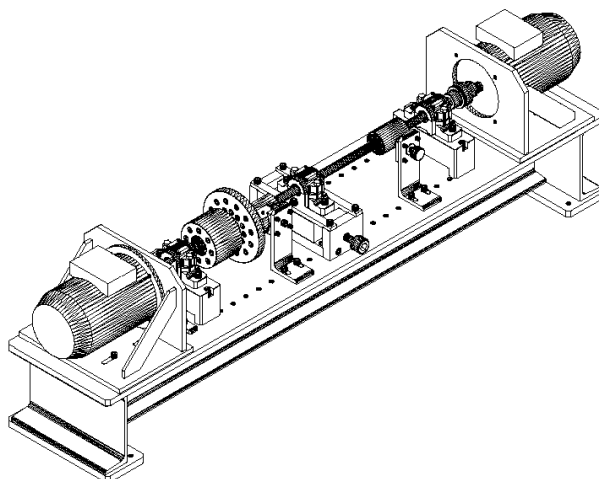
Należy zaznaczyć, że powyższy algorytm powinien mieć ściśle określone warunki stosowania. Aby mógł on być zastosowany do systemów diagnostycznych typu „on-line”, trzeba określić, czy sieć była trenowana z danych zmierzonych podczas stanu ustalonego.

Odrębnym zadaniem jest wybór metody porównywania sieci nauczonej na podstawie danych pomiarowych z sieciami referencyjnymi. Zadanie to polega na określaniu stopnia „podobieństwa” pomiędzy sieciami. Jest zadanie kłopotliwe, ponieważ sieć opisana jest jej strukturą i wektorem parametrów sieci (wag). Przy założeniu stałej struktury zadanie sprowadza się do porównywania wektorów wag, które mogą być różne nawet dla sieci realizujących identyczne funkcje. Należy też dodać, że wagi nie mają żadnego znaczenia fizycznego. Parametrem, który został użyty w opisanej metodzie jest błąd predykcji, określony w [4.]. Jest to parametr skalarny, który w prosty sposób opisuje jakość modelowania przez wybraną sieć danego zestawu wejść i wyjść. Tak więc, dane pomiarowe powinny być zastosowane do weryfikacji każdej z sieci referencyjnych. Efektem weryfikacji jest wektor błędów, którego rozmiar jest równy liczbie sieci referencyjnych.

Kolejną zaletą zaproponowanej metody jest możliwość sklasyfikowania obiektu do więcej niż jednego stanu. Jest to bardzo istotne w przypadkach, gdy sieć ma za zadanie rozpoznawać uszkodzenia, z których niektóre są bardzo podobne (np. osobne stany dla niewywagi na łożyskach jednego wału). Bardzo istotna jest również możliwość uzupełniania zbioru stanów podczas eksploatacji systemu, co pozwala na uniknięcie ograniczenia związanego z koniecznością wcześniejszego uzyskania zbioru danych uczących. Proces konfigurowania systemu musi oczywiście uwzględniać zebranie możliwie dużej liczby zbiorów referencyjnych, ponieważ od ich ilości zależy jakość działania systemu.

4. PRZYKŁAD ZASTOSOWANIA

Specjalizowane stanowisko badawcze (rys. 7) zostało zaprojektowane i wykonane w Katedrze Robotyki i Dynamiki Maszyn AGH [2]. Jego głównym celem jest badanie niesprawności maszyn wirujących.



Rys. 7. Stanowisko badawcze

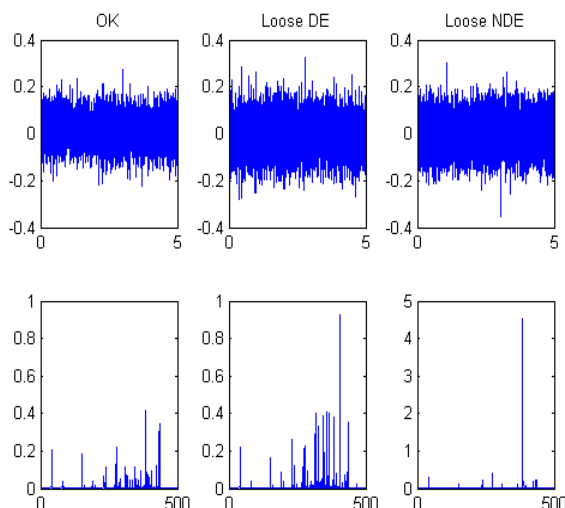
Napędzany układ może się składać z jednego (1200 mm) lub dwóch wirników (po 600 mm), montowanych na łożyskach. Stanowisko wyposażone jest w wymienne łożyska, toczne i ślizgowe. Jeden ze stojaków łożyskowych ma możliwość wprowadzenia regulowanego rozosiowania układu. Na wirnikach można osadzić do czterech tarcz, w których można wprowadzać niewywagę, zarówno statyczną, jak i dynamiczną. Stanowisko jest wyposażone w regulowaną śrubę do wprowadzania przytarć.

Stanowisko wyposażone jest w regulator prędkości obrotowej oraz układ pomiaru drgań (oparty o podzespoły kondycjonowania i kartę pomiarową National Instruments). Układ pomiaru drgań składa się z:

- kanału znacznika fazy
- czujników wiropędowych (przemieszczeń) – 8 szt.;
- akcelerometrów – 6 szt.;
- układów kondycjonowania;
- karty pomiarowej;
- komputera akwizycji;
- oprogramowania (na bazie pakietu LabView).

Czujniki wiropędowe są montowane w stojakach, po dwa czujniki na stojak – w kierunku poziomym i pionowym. Akcelerometry są montowane na stojakach łożyskowych. Podstawowa częstotliwość próbkowania sygnałów drgań wynosi 2kHz. Układ pomiarowy rejestruje przebiegi czasowe oraz następujące estymaty sygnałów drganiowych:

- wartość skuteczną
- amplitudę międzyszczytową
- amplitudę i fazę pierwszej harmonicznej
- amplitudę i fazę drugiej harmonicznej
- wartość stałoprądową (dla czujników wiropędowych)



Rys. 8. Przebiegi czasowe sygnału drgań DEY i ich widma w trzech stanach stanowiska

W razie potrzeby układ pomiarowy można łatwo dostosować do potrzeb eksperymentu. Możliwe jest np. zwiększenie częstotliwości próbkowania (do maksymalnie 20kHz na kanał – przy zmniejszonej liczbie kanałów) lub dodanie nowych estymat.

Celem eksperymentu [1] było zweryfikowanie możliwości zastosowania zaproponowanego algorytmu do wykrywania nieliniowych uszkodzeń maszyny. Jako takie uszkodzenie wybrano luzy posadowienia łożysk. Ponieważ celem eksperymentu było zaproponowanie algorytmu, który działałby dla maszyn pomocniczych, założono następujące ograniczenia:

- nie są uwzględniane dane z procesów przejściowych (dostępne są tylko dane z nominalnej prędkości obrotowej)
- drgania są mierzone w najczęściej spotykany sposób, tj. czujnikami drgań bezwzględnych (akcelerometrami), umieszczonymi na pokrywach łożysk

Do eksperymentu wykorzystano jeden kanał drgań, określony jako DEY. Jest to kanał drgań bezwzględnych w kierunku pionowym, na łożysku od strony silnika napędzającego stanowisko. Dane zbierano dla trzech stanów stanowiska:

- stan poprawny (OK);
- luz podpory łożyskowej po stronie silnika (Loose DE);
- luz podpory łożyskowej po stronie przeciwnej do silnika (Loose NDE).

Dane zostały pomierzone dla każdego ze stanów, przy stałej prędkości obrotowej 2400rpm przez 300s. Częstotliwość próbkowania wynosiła 1kHz. Rysunek 8 przedstawia przebiegi czasowe (obejmujące 5 s) i widma mocy (od 0 do 500 Hz) kanału DEY dla różnych stanów maszyny [1]. Przebiegi czasowe nie różnią się znacząco, poza niewielkim wzrostem amplitudy drgań. Widma natomiast wykazują dużą wrażliwość na badane niesprawności.

Do obróbki danych zastosowano system Matlab oraz toolbox: System Identification, Neural Network oraz Neural Network Based System Identification v. 2.0. Dane pomiarowe pogrupowano w zbioru po 500 próbek z jednego kanału każdy. Zbiory przygotowano dla stanu poprawnego, luzów łożyska po stronie napędu i luzów łożyska po stronie przeciwnej. W pierwszym etapie zastosowano metody identyfikacji systemów liniowych. Niezależnie od struktury modelu nie uzyskano zadowalających wyników identyfikacji.

Następnie przeprowadzono proces uczenia sieci NARX. Strukturę sieci wyznaczono metodą prób i błędów. Początkowo na wejścia sieci podawano sygnały 20 poprzednich wejść i 20 poprzednich wyjść. W warstwie ukrytej znajdowało się 10 neuronów, z których każdy miał sigmoidalną funkcję aktywacji. Warstwa wyjściowa składała się z jednego neuronu z liniową funkcją aktywacji. W początkowej fazie sieć osiągała bardzo dobre dopasowanie do danych treningowych, a dużo gorzej dla danych walidacyjnych. Po przeprowadzonej optymalizacji uzyskano sieć, na której wejścia podawano 3 poprzednie wejścia i 3 poprzednie wyjścia, a w warstwie ukrytej znajdowały się 4 neurony. Bazując na takiej strukturze uzyskano 3 sieci modelujące obiekt w każdym z trzech stanów. Sieci te były następnie użyte jako sieci referencyjne.

Następnie na każdą z sieci poddano weryfikacji przy użyciu danych walidacyjnych z każdego ze stanów pracy. W rezultacie otrzymano macierz błędów predykcji pokazującą, w jakim stopniu każda z sieci jest w stanie modelować dane z każdego ze stanów. Macierz ta przedstawiona jest w tabeli 1. Wiersze zawierają wartości błędów predykcji uzyskane dla jednej sieci przy podaniu danych z różnych stanów pracy.

Tab.1. Macierz błędów predykcji

Sieć odniesienia	Dane OK	Luz DE	Luz NDE
<i>Bez uszkodzeń</i>	21,716	32,44	34,328
<i>Luz DE</i>	35,941	23,901	29,984
<i>Luz NDE</i>	26,434	24,809	24,211

Wyniki eksperymentu wykazały, że sieć NARX wykazuje znacząco mniejsze błędy predykcji dla danych ze stanu, na którym została uczona, niż dla danych z innych stanów. Widoczne jest również, że sieć uczona na danych, gdy obecny był luz posadowienia łożyska NDE nie jest w stanie rozróżnić danych pochodzących z dwóch przypadków luzów, odróżnia je natomiast od stanu poprawnego.

6. PODSUMOWANIE

W artykule przedstawiono koncepcję zastosowania sieci neuronowych NARX do modelowania nieliniowych uszkodzeń maszyn wirujących, takich jak luzy posadowienia łożysk i przytarcia. Opisano model tych uszkodzeń, który zakłada skokową zmianę sztywności układu wirnik/podpory łożyskowe. Przedstawiono propozycję zastosowania do modelowania sieci NARX, która ma możliwość modelowania nieliniowości. W procesie modelowania problemem jest brak możliwości pomiaru sygnału wymuszenia, który jest sygnałem wejściowym dla sieci NARX. Przedyskutowano możliwość zastosowania jednego z sygnałów drganiowych jako sygnału wejściowego. Zaproponowano przyjęcie dodatkowych założeń co do sygnału wejściowego. Założenia te spełnia sygnał znacznika fazy, który zaproponowano do wykorzystania w procesie modelowania. Założenia te powinny być przedmiotem dalszej weryfikacji, zarówno teoretycznej, jak i eksperymentalnej.

W kolejnej części artykułu przedstawiono koncepcję zastosowania sieci neuronowej do klasyfikacji uszkodzeń maszyn wirujących, a następnie zaproponowano metodę, która bazuje na modelowaniu przy użyciu sieci NARX. W porównaniu z podejściem opartym na sieci neuronowej realizującej zadanie klasyfikacji, zaproponowana metoda daje wyniki analogowe, a nie dwustanowe, dzięki czemu pozwala osiągnąć lepszą jakość diagnostyki, szczególnie w przypadku uszkodzeń bardzo podobnych, bądź złożonych. Na wyjściu sieci pojawiają się wartości „podobieństwa” aktualnego stanu maszyny do znanych stanów referencyjnych (które mogą być stanami pracy poprawnej, jak i uszkodzeniami). Kolejną zaletą zaproponowanej metody jest możliwość rozszerzania możliwości metody w trakcie eksploatacji, bez konieczności kłopotliwego, a często niemożliwego, zebrania pełnego zbioru danych uczących. Takie rozszerzanie mogłoby być nawet wbudowane do systemu, który w przypadku wykrycia stanu, który jest różny od wszystkich znanych stanów referencyjnych, mógłby proponować rozszerzenie tego zbioru. Powinna również istnieć możliwość opisu nowego stanu w sposób zrozumiały dla użytkownika.

Dalsze prace nad rozwojem metody będą szły w dwóch kierunkach. Z jednej strony planowane jest poszerzenie badań nad nieliniowymi metodami modelowania i diagnostyki opartymi o sieci neuronowe. Rozszerzony zostanie zakres uszkodzeń oraz zakres prędkości obrotowych. Planowane jest również zastosowanie opisanej metody do systemów wielokanałowych, w których uszkodzenia mogą być wykrywane jako zależności pomiędzy wejściem i więcej niż jednym kanałem. Ponadto planowane są prace, w których porównane zostaną różne metody diagnostyki maszyn wirujących, tak aby określić zakres użyteczności każdej z metod. Na obecnym etapie można stwierdzić, że metody oparte na

sieciach NARX powinny dawać lepsze rezultaty w porównaniu z metodami liniowymi, jeżeli wykrywane mają być uszkodzenia o charakterze nieliniowym, a maszyna pracuje w zakresie, w którym nieliniowości są widoczne. W przypadku luzów i przytarcz, z uwagi na sam charakter uszkodzeń, nieliniowości są bardzo widoczne. Z drugiej strony do wykrywania uszkodzeń takich jak niewywaga, można z powodzeniem stosować metody mniej skomplikowane.

Z drugiej strony zostaną podjęte prace mające na celu implementację metody jako uzupełniającego modułu wybranego systemu monitorowania stanu dynamicznego, zainstalowanego na obiekcie rzeczywistym. Pozwoli to na przetestowanie takich aspektów metody, jak niezawodność działania, możliwość dopasowania się do nowych stanów maszyny oraz jakość interfejsu użytkownika.

LITERATURA

- [1] Barszcz T. *Nonlinear System Identification in Diagnostics of Rotating Machinery*, 7th IFToMM Conference on Rotordynamics, Wiedeń, 09.2006
- [2] Barszcz T. *Zastosowanie metod FDI do nowego stanowiska badawczego dynamiki wirników*, 7. Konferencja Diagnostyka Procesów Przemysłowych, Rajgród, 09.2005
- [3] R. C. Eisenmann, *Machinery Malfunction Diagnosis and Correction*. Hewlett Packard Professional Books, 1997.
- [4] Korbicz J., Obuchowicz A., Uciński D.: *Sztuczne sieci neuronowe*, Akademicka Oficyna Wydawnicza, Warszawa, 1994
- [5] Kościelny J. M.: *Diagnostyka zautomatyzowanych procesów przemysłowych*. EXIT, Warszawa, 2001
- [6] Kraemer E: *Dynamics of Rotors and Foundations*, Springer-Verlag, 1993.
- [7] Muszynska, A.: *Rotordynamics*. Taylor & Francis, Boca Raton, 2005.
- [8] Norgaard M., Ravn O., Poulsen N.K., Hansen L.K.: *Neural network for modeling and control of dynamic systems*. Springer-Verlag, London, 2000.



Dr inż. Tomasz BARSZCZ pracuje jako adiunkt w Katedrze Robotyki i Dynamiki Maszyn Akademii Górniczo-Hutniczej. Obszarem jego zainteresowania jest konstrukcja i zastosowania układów

monitorowania stanu maszyn. Jest autorem wielu artykułów o charakterze naukowym, jak również wielu wdrożeń w przemyśle.

HAŁAS TURBINY WIATROWEJ VESTAS V80 PODCZAS EKSPLOATACJI

Maria GOLEC*, Zdzisław GOLEC*, Czesław CEMPEL*

Politechnika Poznańska, Instytut Mechaniki Stosowanej
ul. Piotrowo 3, 60-965 Poznań, fax. 061 665 23 07
Maria.Golec@put.poznan.pl, Zdzisław.Golec@put.poznan.pl
Czesław.Cempel@put.poznan.pl

Streszczenie

W pracy przedstawiono wyniki badań hałasu turbiny wiatrowej VESTAS V80 o mocy 2 MW. Hałas turbiny mierzono w pojedynczej sesji pomiarowej na farmie Zagórze położonej niedaleko wsi Zagórze na południowy wschód od wyspy Wolin. Farma wiatrowa Zagórze składa się z 15 turbin VESTAS V80. W dniu pomiarów hałasu na farmie z przyczyn technicznych pracowało 12 turbin. Podczas badań analizowano hałas turbiny położonej na skraju farmy od strony nawietrznej, gdyż nie uzyskano zgody na pracę tylko jednej turbiny. Na drodze symulacji numerycznej oszacowano hałas pojedynczej turbiny w terenie a po uwzględnieniu pracy wszystkich turbin rozkład pola akustycznego wokół elektrowni.

Słowa kluczowe: hałas, turbiny wiatrowe, odnawialne źródła energii.

NOISE OF WIND POWER TURBINE VESTAS V80 IN A FARM OPERATION

Summary

The paper presents the results of noise investigation of a V80 wind turbine of 2 MW power. The turbine noise was measured in a single measurement session at the Zagórze wind farm located near the Zagórze village, to south-east from the Wolin Island. The farm is composed of 15 VESTAS V80 turbines. Some technical reasons caused that on the measurement day 12 of the turbines were operative. The noise was analyzed for a turbine located at the farm border at the windward side, while no consent was given for operation of only a single turbine. Numerical simulation allowed to assess the noise of a single turbine located in the plant and, considering operation of all the turbines, to assess distribution of the acoustic field in the proximity of the wind power plant.

Keywords: noise, wind turbine, renewable energy sources.

1. WPROWADZENIE

Obserwowane w wielu krajach zainteresowanie odnawialnymi źródłami energii (OZE) np. energią wody, słońca, wiatru, biomasy, energią geotermalną jest wynikiem analizy możliwości wyczerpania się zasobów paliw kopalnych. Z drugiej strony ma na celu działania ukierunkowane na ochronę środowiska naturalnego człowieka. Rozwój elektrowni wykorzystujących odnawialne źródła energii w tym energii wiatru jest jednym z ważniejszych zadań wysoko rozwiniętych społeczeństw. Parlament Europejski w 2001 roku przyjął Dyrektywę 2001/77/WE w sprawie wspierania na rynku wewnętrznym produkcji energii elektrycznej wytwarzanej ze źródeł odnawialnych (Dz. Urz. WE L 283 z 27.10.2001). W Polsce, od dnia 3 maja 2005 roku, obowiązuje ustawa z dnia 4 marca 2005 roku zmieniająca ustawę – Prawo Energetyczne, oraz ustawę – Prawo Ochrony Środowiska (Dz.U. z 2005 r, Nr 62, poz. 552), która reguluje wdrożenie Dyrektywy Wspólnot Europejskich 2001/77/WE. W myśl tej dyrektywy

w państwach Unii Europejskiej planuje się do 2010 roku zwiększyć produkcję energii z OZE do 22%.

Najpowszechniej wykorzystywanym odnawialnym źródłem energii na świecie jest wiatr będący źródłem energii elektrycznej produkowanej przez turbiny w elektrowniach wiatrowych. Na podstawie wieloletnich badań prowadzonych przez Instytut Meteorologii i Gospodarki Wodnej w Warszawie [1] stwierdzono, że na powierzchni obejmującej prawie 2/3 terytorium Polski występują warunki dla rozwoju i lokalizacji farm wiatrowych. Na wymienionym obszarze Polski średnioroczna prędkość wiatru wynosi 4 m/s, czyli jest wystarczająca dla eksploatacji turbin. Większość turbin wiatrowych może bowiem pracować przy prędkości wiatru z zakresu (4÷25) m/s. Najbardziej wietrzne obszary położone są na północy Polski – na wybrzeżu Bałtyku. Średnioroczna prędkość wiatru, na wysokości ponad 50 m, wynosi tam (5.5÷7.5) m/s. Polska jest uważana za kraj średnio zasobny w wiatr, mimo to rozwój elektrowni wiatrowych jest jeszcze bardzo wolny. W styczniu 2003 roku do użytku oddana została największa na terenach Polski

elektrownia wiatrowa zlokalizowana w Zagórze koło Wolina. W skład farmy wchodzi 15 turbin VESTAS V80 o mocy 2 MW każda. Według informacji podanych w [2], w Polsce w końcu 2003 roku łączna moc elektrowni wiatrowych wynosiła 63 MW i w 2004 roku nie uległa zmianie.

Wprowadzenie do środowiska farm wiatrowych, zajmujących znaczne obszary (często kilka ha) wiąże się z pewnymi uciążliwościami dla środowiska. Najważniejsze z nich to hałas oraz bezpośrednie zagrożenie życia ptaków w przypadku ich kolizji z wirującymi łopatomy turbin. Źródłem hałasu są przede wszystkim obracające się łopaty i w mniejszym stopniu wirnik generatora i przekładnia.

2. MINIMALIZACJA HAŁASU TURBIN WIATROWYCH – KIERUNKI DZIAŁAŃ

Szeroki zakres prac badawczo – rozwojowych turbin wiatrowych prowadzonych przez Narodowe Laboratorium Odnawialnej Energii (National Renewable Energy Laboratory – NREL) [3] obejmuje również badania i działania w celu minimalizacji hałasu eksploatowanych turbin. Problem, który nie został do końca rozwiązany to minimalizacja hałasu aerodynamicznego generowanego przez obracające się łopaty. Zmniejszenie uciążliwości hałasu towarzyszącego eksploatacji turbin jest możliwe poprzez działania w źródle zakłóceń akustycznych lub na drodze propagacji dźwięku. W pierwszym przypadku poprawę właściwości akustycznych turbiny można uzyskać poprzez optymalizację aerodynamicznych rozwiązań konstrukcyjnych podzespołów turbin np. geometrii i układu łopat wirnika lub ostatecznie poprzez zmianę prędkości obrotowej wirników. Moc akustyczna jest bowiem proporcjonalna do piątej potęgi względnej prędkości liniowej łopaty [4, 5]:

$$N \sim \left(\frac{v_r}{v_w} \right)^5, \quad (1)$$

gdzie v_r – prędkość liniowa końca łopaty,
 v_w – prędkość wiatru.

Wartością krytyczną jest uzyskiwana moc turbiny przy danej prędkości wiatru v_w , gdyż minimalizacja mocy akustycznej turbiny poprzez zmniejszenie prędkości obrotowej wirników (zmniejszenie prędkości liniowej v_r końców łopat) powoduje równocześnie zmniejszenie mocy energetycznej turbiny. Im mniejsza jest prędkość v_r tym ciszej w środowisku, ale mniejsza moc turbiny. Zmniejszenie uciążliwości hałasu turbin wiatrowych w środowisku można także uzyskać na drodze propagacji dźwięku np. poprzez:

- odpowiednie usytuowanie farmy wiatrowej względem potencjalnie zagrożonych obiektów np. lokalizując farmę w odległości (500÷600) m od zabudowy mieszkaniowej z uwzględnieniem średniorocznego rozkładu kierunków i prędkości wiatru,

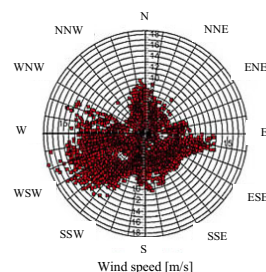
- właściwe wzajemne usytuowanie turbozespołów wiatrowych,
- uwzględnienie właściwości generowanego dźwięku.

W celu weryfikacji obliczeniowych modeli mocy akustycznej i dla racjonalnej oceny emitowanego hałasu przez turbiny i ich elementy, prowadzone są badania hałasu podczas eksploatacji elektrowni wiatrowych. Wyniki badań wykorzystywane są do poprawnego doboru stref ochronnych, jak również w dalszych pracach konstrukcyjnych. Warunki prowadzenia badań hałasu turbin wiatrowych określają zapisy normowe [6, 7] podając między innymi: wymaganą liczbę punktów pomiarowych, ilość jednocześnie rejestrowanych wielkości i akustycznych i nieakustycznych i wymagane wartości tych wielkości, z których wynika czas prowadzenia badań i liczba sesji pomiarowych.

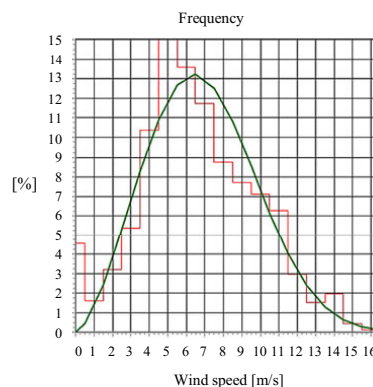
3. CHARAKTERYSTYKA FARMY WIATROWEJ ZAGÓRZE

Farma wiatrowa Zagórze duńskiej firmy VESTAS usytuowana jest niedaleko wsi Zagórze, na południowy wschód od wyspy Wolin. Jej lokalizacja została wybrana z uwagi na brak przeszkód terenowych, brak przeciwwskazań związanych z ochroną środowiska, sąsiedztwo od zachodu z Zalewem Szczecińskim, dobrą jakością podłoża (szorstkość terenu $z_0 = 0.05m$) oraz na podstawie badań wietrzności (wyniki badań wietrzności według [8] przedstawia rysunek 1).

a)



b)



Rys. 1. Wyniki badań wietrzności na terenie farmy wiatrowej Zagórze [8]; a) róża wiatrów, b) rozkład prędkości wiatrów

Położenie farmy na kierunku przeciwnym do kierunku najczęściej wiejących wiatrów w odległości około 800 m od najbliższych zabudowań mieszkalnych (mierzonej od granicy farmy – w kierunku północno wschodnim) zmniejsza prawdopodobieństwo zagrożenia tych terenów hałasem turbin. Zatem warunek odpowiedniego usytuowania elektrowni wiatrowej względem potencjalnie zagrożonych obiektów z uwzględnieniem średniorocznego rozkładu kierunków i prędkości wiatru (rys. 1a) został spełniony.

W skład farmy wchodzi 15 turbin VESTAS V80 o mocy 2 MW każda – widok kilku turbozespołów wiatrowych pokazano na rys. 2.



Rys. 2. Turbiny V80 na farmie Zagórze

Turbina VESTAS V80 jest modelem trójładowym z wirnikiem o średnicy 80 m wyposażonym w łopaty o zmiennym kącie nachylenia. Dane techniczne turbiny V80 zestawiono w tabeli 1.

Tabela 1. Podstawowe dane techniczne turbiny V80

Średnica wirnika	80 m
Powierzchnia łopat	5.027 m ²
Obroty wirnika	(9.0 – 19.0) obr/min
Liczba łopat	3
Wysokość wieży	78 m
Prędkość początkowa wiatru	4 m/s
Prędkość nominalna wiatru	15 m/s
Krytyczna prędkość wiatru	25 m/s
Masa elektrowni wiatrowej	265 T
Masa wieży	170 T
Masa gondoli	61 T
Masa wirnika	34 T

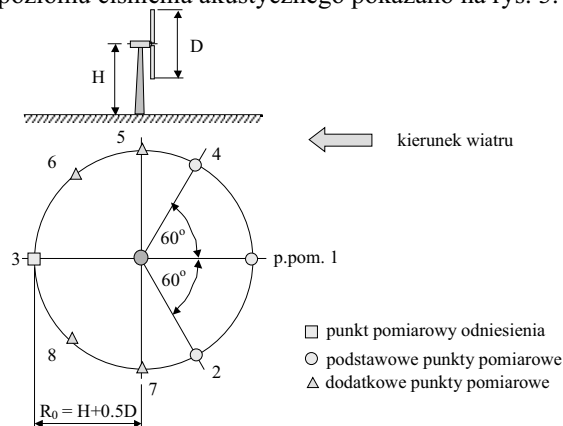
W sąsiedztwie farmy wiatrowej położonej na płaskim, otwartym terenie rolniczym brak przeszkód terenowych. Odległości między turbinami wynoszą około 240 m.

4. WARUNKI BADAŃ HAŁASU TURBINY V80

Pomiary hałas turbiny Vestas V80 przeprowadzono w czasie jednej sesji pomiarowej podczas eksploatacji farmy. Nie istniała możliwość pomiaru hałas, (zgodnie z normą [7]), w czasie pracy tylko jednej turbiny, ani możliwość pomiaru tła akustycznego, ponieważ nie uzyskano zgody na wyłączenie elektrowni. Podczas badań, z przyczyn technicznych, pracowało 12 turbin. W celu minimalizacji wpływu ich pracy na wyniki pomiarów hałas jednej turbiny, do badań wybrano turbinę położoną na skraju parku od strony zewnętrznej.

W dniu pomiarów warunki atmosferyczne były następujące: temperatura powietrza 15°C, ciśnienie atmosferyczne 1013 hPa, kierunek wiatru północno – wschodni, prędkość wiatru zmienna od 5 m/s do 7.3 m/s (zgodnie z [7] referencyjna prędkość wiatru stosowana do obliczeń poziomu mocy akustycznej pojedynczej turbiny wynosi 8 m/s). Prędkość wiatru odpowiadała najbardziej prawdopodobnej wartości dla danego terenu (patrz rysunek 1b). Wiatr wiał w kierunku najbliższych zabudowań (wieś Zagórze) co na tym terenie występuje sporadycznie (patrz róża wiatrów – rysunek 1a). W czasie pomiarów hałas moc turbiny wynosiła około 0.6 MW.

Do badań hałas i akwizycji danych akustycznych (widma tercjowe poziomu hałas w pasmach o częstotliwościach środkowych (1.6 ÷ 10000) Hz wykorzystano zestaw: Analizator Drgań i Hałasu SVAN 912AE, mikrofon ½' SVO2-C4 z osłoną przeciwwietrzną, kalibrator KA10. W celu zminimalizowania wpływu rodzaju gruntu występującego w poszczególnych punktach pomiarowych wokół turbiny, statyw mikrofonu zawsze był usytuowany na płycie odbijającej dźwięk. Punkty pomiarowe znajdowały się w odległościach $R_0 \approx 120$ m od środka turbiny ($R_0 = H + 0.5 D$, gdzie H – wysokość wieży, D – średnica wirnika). Lokalizację punktów pomiarowych poziomu ciśnienia akustycznego pokazano na rys. 3.



Rys. 3. Położenie punktów pomiarów hałasu turbiny V80

Hałas mierzono w dwóch seriach. Po pierwsze, w celu oszacowania mocy akustycznej turbiny wykonano po pięć pomiarów poziomu ciśnienia akustycznego w trzech pozycjach mikrofonu (pozycje zewnętrzne – punkty pomiarowe 1, 2, 4) i w pozycji odniesienia – punkt 3 (położenie zewnętrzne mikrofonu). W drugiej serii, w celu oceny kierunkowości źródła i zebrania danych do obliczeń modelowych rozprzestrzeniania się hałasu w środowisku, wykonano dodatkowo po pięć pomiarów poziomu ciśnienia akustycznego w punktach 5, 6, 7 i 8.

5. WYNIKI BADAŃ HAŁASU TURBINY V80

Uśrednione energetycznie tercjowe widma poziomu ciśnienia dźwięku w każdej z czterech pozycji mikrofonu (rysunek 4) obrazują częstotliwościowy rozkład hałasu wokół turbiny. Na widmach hałasu można wyróżnić dwa charakterystyczne pasma częstotliwości: $(1.6 \div 100)$ Hz i $(125 \div 10000)$ Hz (tabela 2).

Tabela 2.

Charakterystyczne pasma częstotliwości hałasu turbiny V80

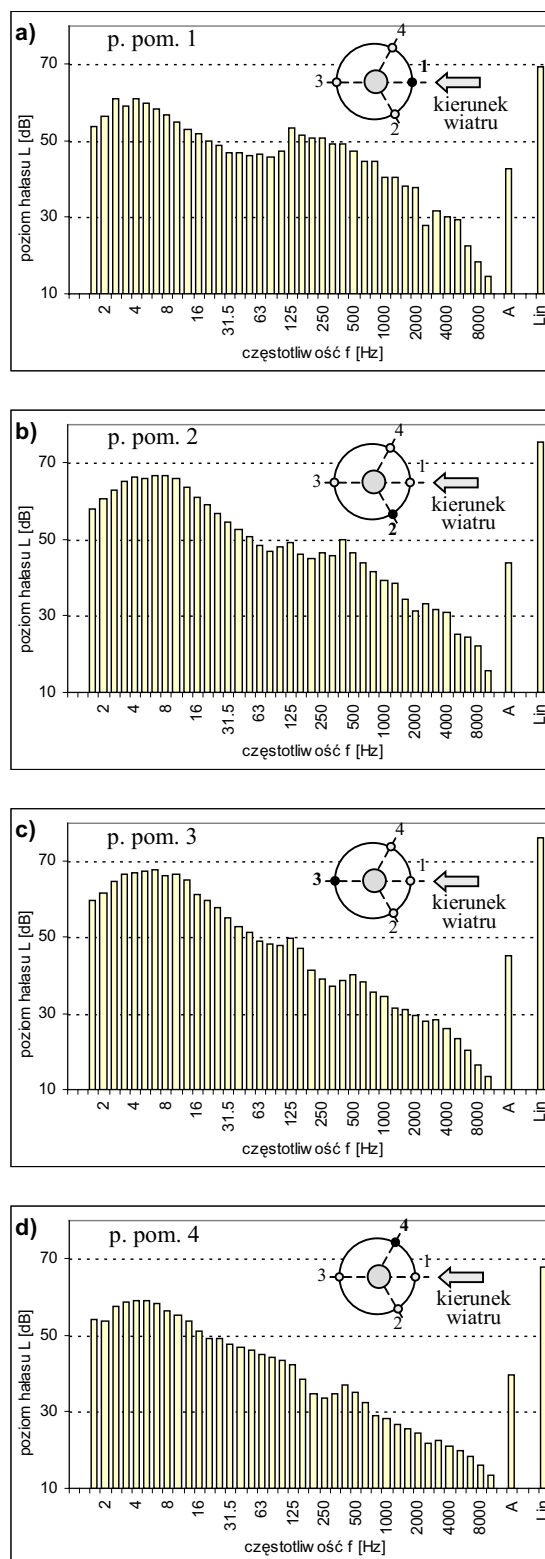
Przedział częstotliwości [Hz]	Poziom hałas L_{Lin} [dB]			
	Punkt pomiarowy			
	1	2	3	4
1.6 – 100	68.6	75.3	76.3	67.5
125 – 10000	59.6	56.5	53.2	46.6

Pierwsze obejmujące infradźwięki i hałas niskoczęstotliwościowy $(1.6 \div 100)$ Hz, w którym liniowy poziom ciśnienia dźwięku $L_{p Lin} \approx 76$ dB jest znacznie wyższy, niż w drugim $(125 \div 10000)$ Hz: $L_{p Lin} \approx 60$ dB. Poziom hałas infradźwiękowego i niskoczęstotliwościowego jest najwyższy w dwóch punktach. W referencyjnym punkcie pomiarowym – tzn. w punkcie 3, gdy płaty wirnika turbiny mijają maszt wieży od strony zawietrznej i w punkcie 2 po wyjściu płatów wirnika ze strefy masztu wieży (płaty wirnika obracały się zgodnie z ruchem wskazówek zegara).

W paśmie wyższych częstotliwości z zakresu słyszalnego poziom hałasu jest znacznie niższy tzn. o $(9 \div 23)$ dB. Największą wartość poziomu hałasu w zakresie słyszalnym obserwuje się w punkcie 1 tzn. w miejscu, w którym płaty wirnika mijają maszt turbiny od strony nawietrznej.

Z analizy danych pomiarowych wynika, że w hałasie generowanym przez turbinę V80 dominują niskie częstotliwości. Maksymalną wartość poziomu dźwięku A zaobserwowano w punkcie 3 będącym punktem referencyjnym, a minimalną w punkcie 4: $L_{pAmax} \approx 45$ dB; $L_{pAmin} \approx 40$ dB.

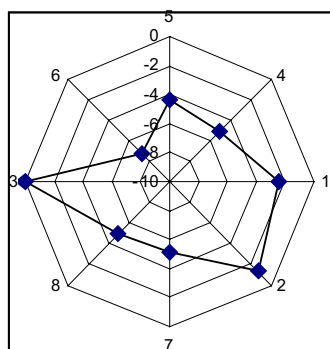
Istotny hałas, zarówno niskoczęstotliwościowy jak i w paśmie słyszalnym jest więc generowany w momencie, gdy płaty wirnika mijają maszt turbiny.



Rys. 4. Uśrednione widma poziomu hałasu turbiny V80

Potwierdzeniem powyższego jest pokazana na rysunku 5 kierunkowość źródła dźwięku turbiny. Współczynnik kierunkowości zdefiniowano jako różnicę między uśrednionymi poziomami dźwięku A w określonych pozycjach pomiarowych, a uśrednionym poziomem dźwięku A w pozycji odniesienia (punkt pomiarowy 3). Obserwowany wzrost wartości współczynnika kierunkowości

w punktach pomiarowych 2 i 1 jest skutkiem zawirowań powietrza powstających między masztami turbiny a poruszającymi się płatami wirnika.



Rys. 5. Kierunkowość promieniowania hałasu przez turbinę V80 w Zagórze

Na podstawie uśrednionego energetycznie poziomu ciśnienia dźwięku w punkcie odniesienia – punkt 3 wyznaczono moc i sprawność akustyczną turbiny V80 zdefiniowaną jako stosunek mocy akustycznej A do chwilowej mocy turbiny – mocy turbiny w czasie pomiarów. Dane wyjściowe i wyniki obliczeń mocy akustycznej turbiny [4, 5] zestawiono w tabeli 3.

Tabela 3.

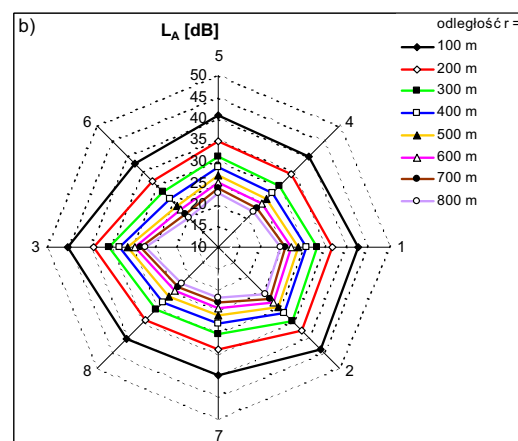
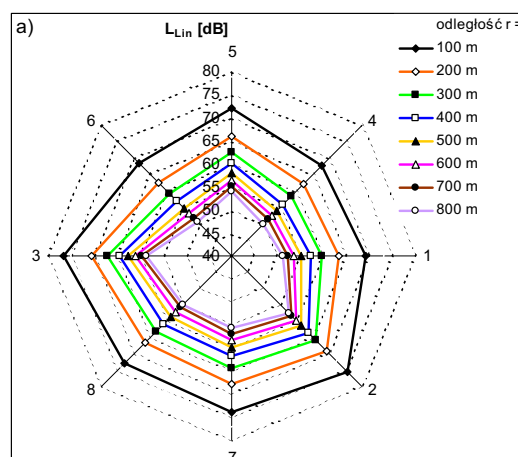
Moc i sprawność akustyczna turbiny V80 w Zagórze (punkt pomiarowy 3)

Poziom dźwięku	L_{Lin} [dB]	76.5
Poziom mocy akustycznej	$L_{N, Lin}$ [dB]	127.5
Moc akustyczna	N_{Lin} [W]	5.61
Poziom dźwięku A	L_A [dB]	45.1
Poziom mocy A	$L_{N, A}$ [dB]	96.1
Moc akustyczna	N_A [W]	0.0041
Moc turbiny Podczas pomiarów	N_t [MW]	0.6
Sprawność akustyczna	$\eta_A = N_A/N_t$	$6.8 \cdot 10^{-9}$

Obliczona wartość poziomu mocy A turbiny jest zgodna z danymi podanymi w [9], z których wynika, że dla prędkości wiatru (5 – 8) m/s poziom mocy akustycznej A jest zawarty w przedziale od 97 dB do 106.5 dB.

Obliczona moc akustyczna turbiny stanowiła podstawę symulacji propagacji hałasu wokół jednej turbiny na odległość do 800 m tzn. do najbliższych zabudowań (dla poziomu liniowego jak i dla poziomu dźwięku A). W obliczeniach przyjęto, że poziom hałasu maleje z kwadratem odległości. Wyniki symulacji (przedstawione na rysunku 6) wskazują, że w danych warunkach pogodowych hałas pojedynczej turbiny w pobliżu zabudowań wynosiłby odpowiednio:

$$L_{Lin\ 800} \leq 55\text{ dB}, \quad L_{A\ 800} \leq 25\text{ dB}.$$



Rys. 6. Rozkład poziomu hałasu wokół turbiny V80 o mocy chwilowej około 0.6 MW

a) liniowych poziomów dźwięku,
b) poziomów dźwięku A

Wartość poziomu mocy akustycznej wyznaczoną dla pojedynczej turbiny wykorzystano w obliczeniach symulacyjnych rozkładu poziomu dźwięku A (obliczenia wykonano w programie LEQ Professional 5x) w terenie otaczającym farmę wiatrową Zagórze podczas pracy wszystkich turbin. W obliczeniach przyjęto, że każda z turbin jest punktowym źródłem dźwięku o poziomie mocy akustycznej $L_{N, A} = 96.1$ dB usytuowanym na wysokości $H = 78$ m odpowiadającej wysokości wieży turbiny. W obliczeniach nie uwzględniono wpływu kierunku wiatru na rozkład poziomu dźwięku jak również poziomu tła akustycznego. Na mapie najbliższej okolicy farmy przedstawiono izolinie poziomu dźwięku A podczas pracy wszystkich turbin V80 (rys. 7).

Z analizy propagacji hałasu wokół elektrowni wiatrowej w Zagórze (patrz rys. 7), przeprowadzonej dla omówionych wcześniej warunków atmosferycznych wynika, że w tym przypadku hałas generowany przez turbiny nie jest uciążliwy dla środowiska (dla terenów zabudowy mieszkalnej – w odległości 800 m od turbiny).



Rys. 7. Izolinie poziomów hałasu wokół farmy wiatrowej Zagórze podczas pracy wszystkich turbin

6. PODSUMOWANIE

Przeprowadzone badania hałasu stanowią studium przypadku hałasu turbiny V80 dla określonych warunków atmosferycznych i wynikającej z nich mocy turbiny (mniejszej niż moc nominalna). Niemniej uzyskane wyniki badań hałasu dają pogląd na rozkład pola akustycznego wokół farmy Zagórze.

Na podstawie badań stwierdzono, że turbiny wiatrowe w Zagórze, w danych warunkach

pogodowych, nie stanowiły zagrożenia hałasowego dla środowiska, gdyż poziom dźwięku A nie przekraczał dopuszczalnej wartości dla pory nocnej czyli poziomu 40 dB.

LITERATURA

- [1] www.elektrownie-wiatrowe.org.pl
- [2] www.gigawat.net.pl
- [3] *Hałas turbin a środowisko*; Bruel&Kjaer magazine Nr 2, 2003, str. 24-25
- [4] Cempel C., *Wibroakustyka stosowana*, PWN, Warszawa 1989, str. 72-76
- [5] Engel Z., *Ochrona środowiska przed drganiami i hałasem*, Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 2001, str. 84-86
- [6] Norma IEC61400 *Wind Turbine Generator Systems*
- [7] Norma PN – EN 61400 – 11: 2001, *Wind Turbine Generator Systems*, (in polish)
- [8] http://elektrowniewiatrowe.org.pl/zagorze/-i_wietrzynosc.htm
- [9] General Specification V80-2MW offshore OptiSpeed™ – Wind Turbine Item no.: 944407.R6



Prof. dr hab. Czesław CEMPEL jest kierownikiem Zakładu Wibroakustyki Bio-Dynamiki Systemów w Instytucie Mechaniki Stosowanej Politechniki Poznańskiej. Specjalność: wibroakustyka maszyn, redukcja drgań i hałasu maszyn i środowiska, diagnostyka maszyn, inżynieria systemów. Członek komitetów redakcyjnych: Bull. PAN, Mechanical Systems and Signal Processing. Redaktor Diagnostyki, członek Komitetu Redakcyjnego Maintenance Management International (COMMADEM).



Dr Maria GOLEC jest adiunktem w Instytucie Mechaniki Stosowanej PP. Specjalizacja: akustyka środowiska, wibroakustyka maszyn. Ostatnio zajmowała się badaniami materiałów z zastosowaniem metod emisji akustycznej do badań procesów krzepnięcia stopów metali oraz analizą rozptyłu energii w bliskim polu wibroakustycznym struktur mechanicznych. Członek Polskiego Towarzystwa Mechaniki Teoretycznej i Stosowanej, Polskiego Towarzystwa Diagnostyki Technicznej oraz Towarzystwa Badań Nieniszczących i Diagnostyki Technicznej SIMP.



Dr Zdzisław GOLEC jest adiunktem w Instytucie Mechaniki Stosowanej PP. Zajmuje się dynamiką maszyn, a w szczególności minimalizacją drgań mechanicznych. Specjalizuje się w zagadnieniach eliminacji drgań (badania w sferze analitycznej i symulacyjnej). Członek Polskiego Towarzystwa Mechaniki Teoretycznej i Stosowanej, Polskiego Towarzystwa Diagnostyki Technicznej oraz Towarzystwa Badań Nieniszczących i Diagnostyki Technicznej SIMP.

GENEZOWANIE STANU MASZYN

Henryk TYLICKI
Joanna WILCZARSKA

Katedra Maszyn Roboczych i Pojazdów, Wydział Mechaniczny, Akademia Techniczno – Rolnicza
ul. S. Kaliskiego 7, 85-763 Bydgoszcz,
tylicki@atr.bydgoszcz.pl

Streszczenie

W opracowaniu przedstawiono problematykę genezowania stanu maszyn w procesie rozpoznawania stanu maszyn. Zaprezentowano także algorytmy wyznaczania procedur genezowania wartości parametru diagnostycznego i określenie przyczyn stanu niezdatności maszyn.

Słowa kluczowe: ocena stanu technicznego maszyn, genezowanie stanu maszyn, algorytmy procedur genezowania.

THE GENESIS OF MACHINES TECHNICAL STATE

Summary

The problems in study was introduced the genesis of machine engines state in process the diagnostics of machine engines state. The algorithms of marking the optimum procedures were presented the genesis of diagnostic value parameter and qualification of state causes unfitness machine engines also.

Key words: the opinion of machine technical state, the genesis of machines technical state, the algorithms of genesis procedures.

1. WPROWADZENIE

Doskonalenie eksploatacji maszyn, oprócz diagnozowania, które zapewnia informację o aktualnym stanie technicznym maszyny oraz prognozowania, które przy założeniu monotoniczności zmian wartości parametrów diagnostycznych w czasie eksploatacji umożliwia wyznaczenie terminu i zakresu obsługi maszyn, wymaga także wyznaczenia genezy stanu maszyny.

Problemy występujące w procesie genezowania stanu technicznego maszyny sprowadzają się do:

1. Analizy procesu pogarszania się jej stanu technicznego, określenie tendencji i dynamiki zmian wartości jej parametrów stanu, wybór stanów w których mogła znajdować się maszyna, dekompozycja maszyny na układy i zespoły, kryteria wyboru stanów i prawdopodobieństwo ich występowania, wybór „najlepszych” (według odpowiednich kryteriów) parametrów diagnostycznych opisujących zmianę stanu maszyny.
2. Wyboru „najlepszej” (według odpowiednich kryteriów) metody wyznaczania genezy stanu.

3. Wykorzystanie informacji o genezie stanu I_{DG} do analizy przyczyny zaistnienia stanu maszyny.

Na podstawie analizy opracowań dotyczących rozwiązywania problemów zbliżonych do prezentowanych w pracy [1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8] stwierdza się, że:

1. W celu poprawnego funkcjonowania nowoczesnych systemów obsługi maszyn (wykorzystujących informację o stanie maszyny w chwili badania, w czasie przyszłym i w czasie przeszłym) istnieje potrzeba opracowania metody, która w przypadku niepełnej lub niepewnej historii zmian stanu maszyny umożliwi szacowanie stanu maszyny w czasie przeszłym eksploatacji (prognoza wsteczna, genezowanie stanu maszyny).
2. Metody genezowania nie znalazły dotychczas zastosowania w postaci algorytmów obliczeniowych do szacowania stanu maszyny w czasie przeszłym jej eksploatacji;
3. Brak opracowań, wykorzystujących narzędzia optymalizacji wielokryterialnej, mających na celu rozwiązanie problemu genezowania stanu technicznego maszyny według algorytmu:
aktualny stan techniczny maszyny – parametry diagnostyczne opisujące ten stan - metoda

genezowania wykorzystująca niepełną lub niepewną historię wartości parametrów diagnostycznych w czasie przeszłym – geneza stanu technicznego maszyny – wykorzystanie genezy stanu technicznego maszyny w systemie obsługi.

4. Projektowane i wprowadzane obecnie w krajach Unii Europejskiej przepisy ISO dotyczące wymagań, jakie mają spełniać maszyny, np. dla pojazdów, obok ograniczeń związanych z toksycznością spalin i zużyciem paliwa, narzucają również wymagania dotyczące diagnostyki poszczególnych układów pojazdu, w tym szczególnie układów silnika i układów bezpieczeństwa jazdy. Przewiduje się tu pokładowe systemy diagnostyczne, które rozpoznają, zapamiętują, sygnalizują, prognozują i genezują stany zespołów i układów pojazdu (np. w pokładowym systemie diagnostycznym EOBD – opcja „zamrożonej ramki”).

5. Stwierdza się, że proste algorytmy prognostyczne zaczynają stanowić element standardowego oprogramowania przyrządów diagnostycznych zaś proste procedury wyznaczania genezy stanu stanowią podstawę oprogramowania systemów doradczych, np. przy analizie wypadków drogowych (pakiet CRASCH i inne).

Reasumując stwierdza się, że istnieje potrzeba i możliwości (istniejące metody szacowania wartości parametrów diagnostycznych opisujących zmianę stanu maszyny w czasie eksploatacji) opracowania metodyki szacowania stanu technicznego w czasie przeszłym eksploatacji maszyny, możliwej do wykorzystania w systemie obsługi maszyn.

2. SYNTEZA GENEZY STANU MASZINY

Genezowanie stanu technicznego zespołów i układów maszyny powinno polegać na określeniu (przy niepełnych lub niepewnych danych wartości parametrów diagnostycznych) trendu zmian wartości parametrów diagnostycznych, charakteryzującego proces pogarszania się stanu maszyny w przeszłości, przyrównaniu chwilowych wartości parametrów diagnostycznych do wartości granicznych i na tej podstawie szacowanie zapasu przebiegu niezawodnej pracy zespołów i układów maszyny w interesującym użytkownika czasie przeszłym eksploatacji maszyny lub analiza przyczyny zlokalizowanego w chwili badania uszkodzenia maszyny.

Rozwiązanie przedstawionego postulatu można przedstawić w postaci następującego schematu:

1. Niech zjawisko pogarszania się stanu technicznego zespołów maszyny będzie reprezentowane szeregiem czasowym $y_t = \langle y_1, y_2, \dots, y_b \rangle$, tj. zbiorem dyskretnych obserwacji $\{y_t = \zeta(t); t = t_1, t_2, \dots, t_b\}$ pewnego niestacjonarnego procesu stochastycznego $\zeta(t)$.

2. Przy założeniu, że mechanizm zmian wartości procesu stochastycznego w czasie $t \in (t_1, t_b)$ kształtuje trend $\mu(t)$ zakłócony różnymi oddziaływaniami losowymi $\eta(t)$

$$y_t = \mu(t) + \eta(t) \quad (1)$$

gdzie:

$\mu(t)$ - charakteryzuje składnik zdeterminowany szeregu czasowego y_t , opisuje on tendencję rozwojową obserwowanego parametru diagnostycznego $y(t)$,

$\eta(t)$ - charakteryzuje odchylenia od trendu diagnostycznego wyraża działanie czynników przypadkowych (warunki terenowe, warunki klimatyczne, jakość obsługi),

konstruuje się takie oszacowanie $\{\mu_p(t); t=1, \dots, b\}$ dla nieznanego trendu $\mu(t)$, które zapewniałoby odpowiednią dokładność genezy $y_G(t)$, przy ekstrapolacji $\mu_p(t)$ na odcinek czasu pracy maszyny (t_b, t_G) , $t_p = t_b - \tau_2$.

3. Oszacowanie $\mu_G(t)$ wyznacza wówczas wartości obserwowanych parametrów diagnostycznych w genezowanej chwili t_G , a tym samym genezę stanu technicznego układów lub zespołów maszyny $W(t_G)$.

4. Jako dopuszczalny stan eksploatacji zespołów i układów maszyny W_{dop} w przedziale czasu (t_b, t_G) przyjmuje się wartość czasu, dla którego granice przedziału błędów dla poszczególnych genez

$$\sigma(y_t, y_G, G(y_t, \tau)) \quad (2)$$

określone na podzbiorze $\Omega^y \in \Omega$ dostępnych realizacji obserwowanych parametrów $\{y_j(t)\}$ oraz ich genez $\{y_{jG}\}$ według przyjętej metody genezowania $G(y_t, \tau)$ nie przekraczają wartości granicznych $\{y_{jG}\}$.

5. Dopuszczalny stan techniczny W_{dop} układu lub zespołu maszyny wyznacza horyzont genezy τ_j^0 , dla którego nie występuje przekroczenie wartości granicznej parametru diagnostycznego $\{y_{jG}\}$ przez granicę przedziału błędów genezy wyznaczoną przez promień granicy przedziału błędów $r_{\sigma G}$.

$$r_{\sigma G} = q\sigma_G \quad (3)$$

gdzie:

$q_{\gamma, K}$ - parametr stały wyznaczany z tablicy rozkładu Studenta do wymaganego poziomu ufności γ i $K-2$ liczby stopni swobody,

σ_G - odchylenie standardowe składnika losowego błędów genezy e_G .

6. W przypadku systemu obsługi wymagana postacią genezy stanu układów lub zespołów maszyny jest informacja, czy w czasie (y_1, y_b) stan techniczny był stanem dopuszczalnym W_{dop} (można ją przedstawić jako wartość dopuszczalnego czasu eksploatacji t_{G1}). Proponuje się także, aby

wielkościami dodatkowymi GST były wartość oczekiwana błędu genezy e_G i promień granicy przedziału błędu genezy r_G (rys. 1)

$$GST = \langle W_{dop}, e_G, r_G \rangle \quad (4)$$

7. Jako wartość t_{G1} proponuje się przyjąć wartość dopuszczalnego czasu eksploatacji układu lub zespołu maszyny określony wartością horyzontu $\{\tau^0\}$, wyznaczoną jako punkt przecięcia się linii wartości granicznej parametru diagnostycznego y_{jg} z dolną (przy założeniu, że $y(t_b) > y_{jg}$) lub górną (przy założeniu, że $y(t_b) < y_{jg}$) granicą przedziału błędu genezy wyznaczoną przez promień granicy przedziału błędu r_G dla współczynnika ufności $r_\sigma^{0.05}$ dla poziomu ufności $1 - \gamma = 0.95$, co odpowiada prawdopodobieństwu o wartości $p=0.05$, że w przedziale wyznaczonym przez horyzont τ_j^* parametr diagnostyczny y_j osiągnie wartość graniczną y_{jg} .

Możliwe są wówczas dwie opcje:

a) nieprzekroczenie przez kontrolowany parametr diagnostyczny granicy wyznaczonej przez promień $r_\sigma^{0.05}$ interpretuje się wówczas jako brak sygnału alarmu do wnikliwej i bardziej dokładnej obserwacji diagnostycznej zespołu lub układu maszyny;

b) czas przekroczenia przez kontrolowany parametr diagnostyczny granicy wyznaczonej przez promień $r_\sigma^{0.05}$ interpretuje się jako czas t_{G1} – termin przejścia układu lub zespołu maszyny w stan niezdatności.

Przedział czasu (t_1, t_b) będzie okresem estymacji wartości oczekiwanej błędu genezy e_G i promienia granicy błędu genezy $r_{\sigma G}$, zaś okres czasu $t_b - \tau_2$ będzie okresem aktywnej genezy, tzn. wyznaczenia:

a) wartości genezowanej parametru diagnostycznego po czasie horyzontu genezy τ_2 , $y_{jG}(t_b - \tau_2)$,

b) określenie wartości promienia granicy przedziału błędu genezy $r_G(t_b - \tau_2)$,

c) wyznaczenie ewentualnych czasów $\{t_{G1i}\}$ przejścia zespołu lub układu maszyny w stan niezdatności.

Oszacowanie stanu maszyny lub wartości wykonanej przez nią w przeszłości pracy wyznaczają wyniki genez wartości parametrów diagnostycznych $\{y_j(\Theta_{b-\tau_2})\}$, co pozwala na sformułowanie, przedstawionego poniżej, algorytmu genezowania stanu maszyny:

3. ALGORYTM GENEZY STANU TECHNICZNEGO MASZINY

Algorytm rozwiązania problemu genezowania stanu maszyny można realizować na podstawie określonych etapów badawczych:

1. Określenie stanu technicznego maszyny w chwili badania.

2. Określenie zbioru parametrów diagnostycznych opisujących ten stan.

3. Genezowanie wartości parametrów diagnostycznych w czasie przeszłym (przy założeniu niepełnej lub niepewnej ich historii).

4. Geneza stanu technicznego maszyny (określenie przyczyny stanu w chwili badania).

5. Wykorzystanie genezy stanu technicznego w eksploatacji maszyny.

Poniżej rozpatrzono najbardziej istotne, ze względu na konieczność implementacji, dwa elementy algorytmu:

1. Genezowanie wartości zbioru parametrów diagnostycznych $\{y_j^*\}$:

a) za pomocą metody aproksymacji wartości parametru diagnostycznego y_j^* w przedziale czasu (Θ_1, Θ_b) wraz z promieniem błędu aproksymacji „kanału błędowego” r_a metodami (metoda średniokwadratowa, metoda trygonometryczna),

b) za pomocą interpolacji wartości parametru diagnostycznego y_j^* w przedziale czasu (Θ_1, Θ_b) wraz z promieniem błędu interpolacji „kanału błędowego” r_i metodami (metoda funkcji sklepanych różnych stopni),

c) wybór metody według minimalnej lub maksymalnej wartości promienia błędu aproksymacji lub interpolacji (błąd dopasowania).

2. Analiza przyczyny wystąpienia stanu $s_i(T_{LU})$:

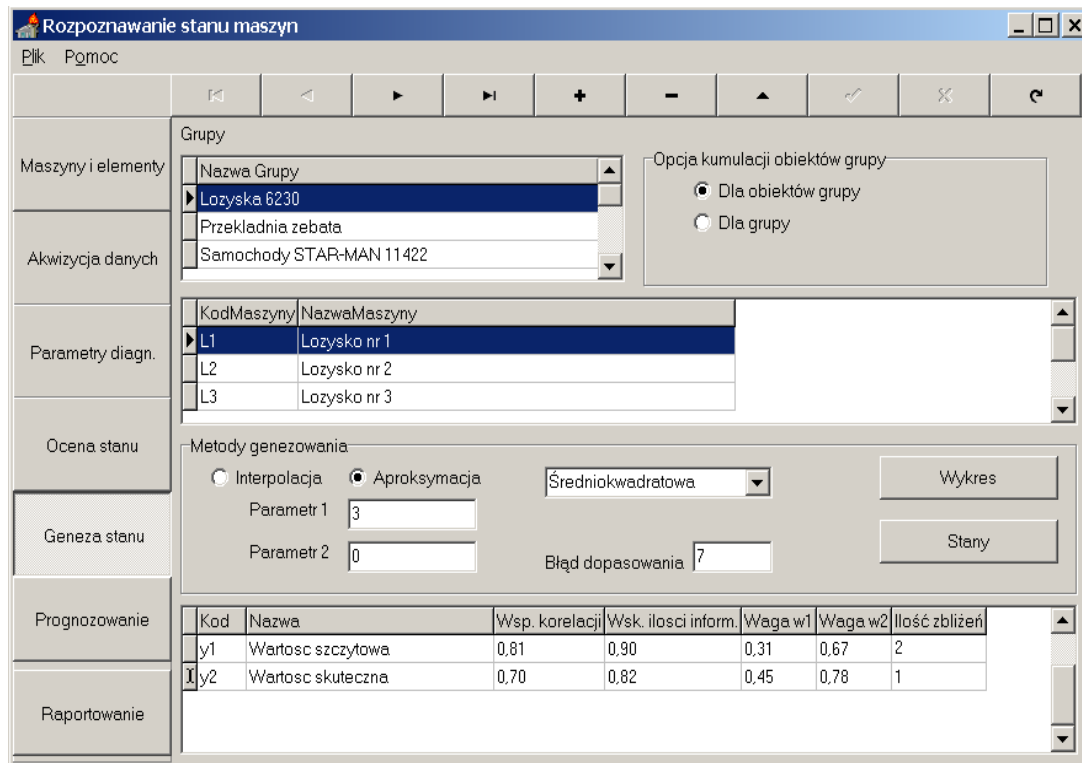
a) prezentacja zbioru $\{s_i(\Theta_k), i=1, \dots, l; k=1, \dots, K\}$.

b) określenie punktu wspólnego „kanału błędowego” wyznaczonego przez promień błędu $r^* = \max(r_a, r_i)$ i wartość graniczną parametru diagnostycznego y_j^* w chwili $\Theta_s \in (\Theta_1, \Theta_b)$, co oznacza że przyczyną wystąpienia zlokalizowanego stanu s_i było „chwilowe pojawienie” się tego stanu w czasie (Θ_1, Θ_b) ;

c) określenie większej liczby punktów wspólnych „kanału błędowego” wyznaczonego przez promień błędu $r = \max(r_a, r_i)$ i wartości granicznej parametru diagnostycznego y_j^* w chwilach $\Theta_s \in (\Theta_1, \Theta_b)$ oznacza, że przyczyną wystąpienia zlokalizowanego stanu s_i był „narastający rozwój” stanu s_i w czasie (Θ_1, Θ_b) ;

d) w przypadku braku punktów wspólnych określenie minimalnej odległości „kanału błędowego” od wartości granicznej w chwili $\Theta_s \in (\Theta_1, \Theta_b)$, co oznacza że prawdopodobną przyczyną wystąpienia zlokalizowanego stanu s_i było „chwilowe niepełne pojawienie się” się tego stanu w czasie (Θ_1, Θ_b) ;

e) analiza tożsamości zbioru stanów $\{s_i(\Theta_k), k=1, \dots, K\}$ i zlokalizowanego przez T_{LU} stanu s_i w celu określenia przyczyny jego wystąpienia w kontekście otrzymanych ewentualnych „punktów wspólnych” lub minimalnej odległości „zblżeń”.



Rys. 1. Ekran dla opcji „Geneza stanu”

4. IMPLEMENTACJA ALGORYTMU GENEZOWANIA STANU

Geneza stanu – ustalenie przyczyny wystąpienia zlokalizowanego w trakcie realizacji testu T_{LU} , stanu $s_i(T_{LU})$:

1. Genezowanie wartości zbioru parametrów diagnostycznych $\{y_j^*\}$.

2. Analiza przyczyny wystąpienia stanu $s_i(T_{LU})$.

Kliknąć „Geneza stanu”

I. Wybrać nazwę „Grupy”: np. Łożyska 6203.

II. Wybrać „Opcję kumulacji obiektów grupy”: „Dla obiektów grupy” lub „Dla grupy”.

W celu zwiększenia wiarygodności uzyskiwanych wyników badania procedury genezowania należy wybrać wariant „Dla grupy”, poddawane są wówczas analizie wszystkie obiekty w grupie maszyn po uprzedniej kumulacji zbioru wartości parametrów diagnostycznych $\{y^*\}$ (wartość średnia) i zbioru stanów $\{s_i(\Theta_k), i=1, \dots, I; k=1, \dots, K\}$.

W wariantcie „Dla grupy”:

1. Wybrać „Metody genezowania”, pojawia się w oknie interaktywnym zbiór metod: metody aproksymacyjne: średniokwadratowa i trygonometryczna, metody interpolacyjne: funkcji sklepanych, liniowa według układu:

- „Kod” np. $g_1, \dots, g_j, \dots, g_m$;
- „Nazwa metody”;
- „Błąd dopasowania.”

z oknami interaktywnymi do wprowadzenia:

- Parametr 1;
- Parametr 2

2. Wybrać „Metodę genezowania” – w oknie informacyjnym „Interpretacja” pojawiają się ilości zbliżeń „kanału błędowego” do wartości granicznej parametru według układu:

- „Kod”;
- „Nazwa parametru”;
- „Opis zbliżeń” – ilość, termin, odległość od wartości granicznej;

3. Wybrać „Wykres” – pojawia się okno z wykresem interpretacji genezowania stanu (rys. 2).

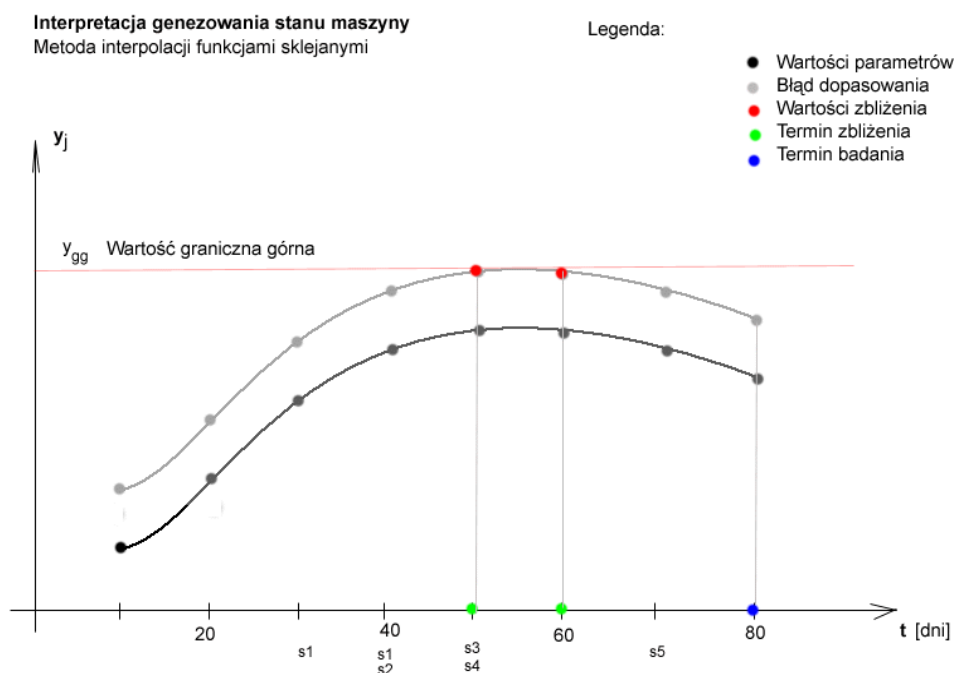
4. Wybrać „Genezowane stany” – pojawia się ono okno informacyjne z interpretacją umożliwiającą wyjaśnienie przyczyny, zlokalizowanego podczas oceny stanu, stanu $s_i(T_{LU})$ według układu:

- „Czas pracy (przebieg)”;
- „Stan maszyny”;
- „Opis zbliżeń” – odległość od wartości granicznej;
- „Współczynnik korelacji”: $r_j = r(W, y_j)$;
- „Wskaźnik ilości informacji”: h_j ;
- „Waga wprowadzona”: w_{2j}

W wariantcie „Dla obiektów grupy”:

1. Wybrać „Metody genezowania”, pojawia się w oknie informacyjnym zbiór metod: metody aproksymacyjne: wielomianowe, średniokwadratowa i trygonometryczna, metody interpolacyjne: funkcji sklepanych z różnymi stopniami interpolacji – liniowa (1 rzędu), kwadratowa (2 rzędu), potęgowa trzeciego stopnia według układu:

- „Kod” np. $g_1, \dots, g_j, \dots, g_m$;
- „Nazwa metody”;



Rys. 2. Ekran dla opcji „Wykres – genezowanie”

- c) „Błąd dopasowania.”
 z oknami interaktywnymi do wprowadzenia:
- a) Parametr 1;
 - b) Parametr 2
 2. Wybrać „Metodę genezowania” – w oknie informacyjnym „Interpretacja” pojawiają się ilości zbliżeń „kanału błędowego” do wartości granicznej parametru według układu:
 - a) „Kod”;
 - b) „Nazwa parametru”;
 - c) „Opis zbliżeń” – ilość, termin, odległość od wartości granicznej;
 3. Wybrać „Wykres” – pojawia się okno z wykresem interpretacji genezowania stanu (rys.1)
 4. Wybrać „Genezowane stany” – pojawia się ono okno informacyjne z interpretacją umożliwiającą wyjaśnienie przyczyny, zlokalizowanego podczas oceny stanu, stanu $s_i(T_{LU})$ według układu:
 - a) „Czas pracy (przebieg)”;
 - b) „Stan maszyny”;
 - c) „Opis zbliżeń” – odległość od wartości granicznej;
 - d) „Współczynnik korelacji”: $r_j = r(W, y_j)$;
 - e) „Wskaźnik ilości informacji”: h_j ;
 - f) „Waga wprowadzona”: w_j

5. PODSUMOWANIE I WNIOSKI

Przedstawione powyżej rozważania, sformułowane w postaci algorytmów generowania stanu maszyn, odnoszą się do przedstawionego w opracowaniu schematu rozpoznawania stanu maszyn.

Ze względu na zaproponowany niezbyt liczny zbiór rozwiązań dopuszczalnych (zbiór metod genezowania) nie można sformułować konkluzji, że opracowana metodyka ma charakter ostateczny i może stanowić gotowy element projektu systemu rozpoznawania maszyn. Jednak możliwość jej stosowania w przypadku szacowania przyczyny stanu maszyny może stanowić podstawę do dalszych prac w obszarze softwaru i hardware'u pokładowego systemu diagnostycznego maszyny.

Przykładem tego jest przedstawiony projekt implementacji algorytmu genezowania, który:

- zawiera rozwiązanie problemu genezowania wartości parametrów diagnostycznych;
- umożliwia szacowanie przyczyny wystąpienia stanu niezdatności maszyny (warunki eksploatacji, rozwój stanu niezdatności maszyny, inne przyczyny);
- może być wykorzystany do budowy reguł wnioskowania diagnostycznego w zakresie szacowania przyczyny stanu niezdatności maszyny.

LITERATURA

- [1] Batko W.: *Metody syntezy diagnoz predykcyjnych w diagnostyce technicznej*, AGH, Kraków 1984.
- [2] Będkowski L.: *Elementy diagnostyki technicznej*, WAT, Warszawa 1991.
- [3] Box G., Jenkins G.: *Time series analysis, forecasting and control*, London 1970.
- [4] Cempel C.: *Ewolucyjne modele symptomowe w diagnostyce maszyn*, Materiały I Kongresu Diagnostyki Technicznej, Gdańsk 1996.
- [5] Cempel C., Bossak J., Żółtowski B.: *Proste metody prognozowania stanu maszyn*, Zagadnienia Eksploatacji Maszyn, 3 (1989), Kraków 1989.
- [6] Prażewska M. J.: *Ocena nieuszkodzalności ESŁ na podstawie niepewnych danych*. Przegląd Telekomunikacyjny nr 4/2002. Warszawa 2002.
- [7] Tylicki H.: *Conception of the optimization of devices technical condition forecasting process*. Machine Dynamics Problems, 9 (1994), Warszawa 1995.
- [8] Żółtowski B.: *Podstawy diagnostyki maszyn*. Wydawnictwa Uczelniane ATR, Bydgoszcz 1997.
- [9] Ameljańczyk A.: *Optymalizacja wielokryterialna*, WAT, Warszawa 1986.
- [10] Tylicki H.: *Optymalizacja procesu prognozowania stanu technicznego pojazdów mechanicznych*. Wydawnictwa Uczelniane ATR. Bydgoszcz 1998.

Pracę zrealizowano w ramach projektu badawczego KBN nr 4 T07B 033 26



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 8 pozycji książkowych (własne i współautorskie), 80 publikacji naukowych, 112 publikacji naukowo-technicznych i konferencyjnych. Wypromował kilkudziesięciu absolwentów studiów magisterskich i inżynierskich oraz recenzuje prace naukowo-badawcze, promocyjne, a także dorobek naukowy.



Mgr inż. Joanna WILCZARSKA jest absolwentką Wydziału Mechanicznego Akademii Techniczno – Rolniczej w Bydgoszczy o specjalności „technologia maszyn”. Pracuje w Katedrze Maszyn Roboczych i Pojazdów ATR w Bydgoszczy. Zajmuje się zagadnieniami diagnostyki maszyn, a w szczególności optymalizacją procesu rozpoznawania stanu maszyn.

APPLICATION OF WAVELET-FOURIER ANALYSIS INTO DRAWING-SHAFT REINFORCEMENT DIAGNOSTICS

Wojciech BATKO
Piotr KRZYWORZEKA
Andrzej MIKULSKI

Katedra Mechaniki i Wibroakustyki AGH, al. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków

Summary

Impulse tests are commonly encountered in the research of dynamic properties of frame constructions in their operation time. One of the most significant problem issue associated with the application of these tests is description problems and unambiguous interpretation of non-stationary measurements results.

New approach introduced by the authors involves system response-signal filtration by means of wavelet analysis and taking advantage of the information contained within the signal's energy. The article describes the application of wavelet-Fourier transformation for determining frequency spectrum from recovered impulse response. Practical usage is illustrated by the example shaft reinforcement in an underground mine.

Key words: diagnostics, wavelet-Fourier transform, non-stationary analysis.

ZASTOSOWANIE ANALIZY FALKOWEJ-FOURIERA W DIAGNOSTYCE ZBROJENIA SZYBOWEGO

Streszczenie

W badaniach własności dynamicznych konstrukcji kratowych w trakcie eksploatacji wykorzystuje się zazwyczaj testy impulsowe. Jednym z istotnych utrudnień ich stosowania są problemy opisu oraz jednoznacznej interpretacji niestacjonarnych wyników pomiaru.

Nowością zaproponowaną przez autorów jest filtracja sygnału odpowiedzi układu za pomocą analizy falkowej oraz wykorzystanie informacji zawartej w energii sygnału. Opisano sposób wykorzystania transformacji falkowej-Fouriera dla wyznaczenia widma częstotliwościowego ze zrekonstruowanej odpowiedzi impulsowej. Możliwości praktyczne ilustruje przykład zbrojenia szybowego kopalni podziemnej.

Słowa kluczowe: diagnostyka, transformata falkowa-Fouriera, analiza niestacjonarna.

1. INTRODUCTION

Shaft reinforcement is one of the elements of shaft equipment. Moving the dishes in straight-line, vertical track provides the secure vertical transportation from the surface to the mine undergrounds. The basic requirement to be controlled during exploitation is providing the appropriate construction strength to carry loads coming from moving lift dishes. At present the reinforcement wear is assessed on the basis of random thickness measurements and calculations of strength coefficients. Inference about the technical condition of the whole reinforcement exclusively on the grounds of these measurements is quite troublesome on the account of:

- incapability of testing every element (total number of several thousand),
- unknown behaviour of the reinforcement under dynamic excitation conditions,
- unknown state of joints between individual reinforcement elements whatsoever

Furthermore, these tests are time-consuming, expensive and require shutdown of all mining transportation. Under the abovementioned circumstances at the Department of Mechanics and Vibroacoustics the research had been taken for the purpose of designing the new method of shaft reinforcement diagnosing offering the possibility of wide applications in industry practice. This method makes allowance for the dynamics of reinforcement construction and relies on the testing of the behaviour of reinforcement element after being set into vibrations with impulse excitation.

Measurement of the response for the excitation and the appropriate measurement signal processing allows making conclusions about dynamic state of the reinforcement, especially about its stiffness significant for the exploitation safety. One of the problems encountered during the designing of the algorithm of dynamic properties determination was designating symptomatic vibration component for beam deflection.

2. IMPULSE TEST METHOD IN STEEL CONSTRUCTION INSPECTIONS

Proposed method is based on frequency characteristics' determination by means of impulse excitation (impact hammer) [1].

With respect to non-stationary measurement signal character, designating diagnostic estimates allowing for inference on technical state of examined construction calls for the need of processing simultaneously in two realms: time and frequency.

Wavelet transformation had been selected, which transforms single-dimensional into the realm designated with translation parameter b and scale parameter a , according to the formula:

$$\tilde{s}(a, b) = \int_{-\infty}^{+\infty} s(t) \frac{1}{\sqrt{a}} \Psi \left(\frac{t-b}{a} \right) dt \quad (1)$$

where: $s(t)$ – measurement signal, Ψ – analyzing function, a – transformation scale parameter, b – displacement parameter

Transformation cores (1) are referred to as wavelets. They constitute oscillating functions, with average value yielding zero, which, displaced in time and scaled, form function group described by the relation:

$$\Psi_{a,b}(t) = \frac{1}{\sqrt{a}} \Psi \left(\frac{t-b}{a} \right) \quad (2)$$

Return into time-realm is processed by means of reverse transformation:

$$f(t) = \frac{1}{C_\Psi} \int_0^{+\infty} \int_{-\infty}^{+\infty} \tilde{f}(a, b) \frac{1}{\sqrt{a}} \Psi \left(\frac{t-b}{a} \right) db \frac{da}{a^2} \quad (3)$$

where: C_Ψ – constant dependent on selected analyzing function

In the classic approach, frequency characteristic designation of investigated construction is defined as a relation between Fourier's transform of response signal for the excitation in the form of vibration-acceleration signal, and Fourier's transform of input signal in the form of excitation force:

$$H(j\omega) = \frac{Y(j\omega)}{X(j\omega)} \quad (4)$$

where: $H(j\omega)$ – frequency characteristic, $Y(j\omega)$ – Fourier's transform of output signal

$X(j\omega)$ – Fourier's transform of input signal

For non-stationary signals, their time-frequency representations [1, 3, 5] can be used, transformed to frequency realm by the formula:

$$\hat{s}_\Psi(a, \omega) = \frac{1}{\sqrt{a}} \int_{-\infty}^{+\infty} \int_{-\infty}^{+\infty} s(t) \Psi \left(\frac{t-b}{a} \right) dt e^{-j\omega b} db \quad (5)$$

and the relation between output and input signals for the implemented impulse test method is described analogically to (4):

$$\hat{s}_\Psi^{wyj}(a, \omega) = H(\omega) \hat{s}_\Psi^{wej}(a, \omega)$$

$$H(\omega) = \frac{\hat{s}_\Psi^{wyj}(a, \omega)}{\hat{s}_\Psi^{wej}(a, \omega)} \quad (6)$$

where:

$\hat{s}_\Psi^{wyj}(a, \omega)$ – wavelet-Fourier transform of output signal,

$\hat{s}_\Psi^{wej}(a, \omega)$ – wavelet-Fourier transform of input signal

3. DIAGNOSTIC SIGNALS ESTIMATES

Thanks to the implementation of the relation (5) it is possible to observe the alterations of dumped vibration signal and its spectrum as a construction response for an excitation.

Such an approach enables filtrating interferences and designating signal components adequate to construction wear categories [3, 6].

Function estimates for technical state categorization are based on Fourier spectrum calculated for signal's time component transferring major part of vibration energy.

$$\hat{s}_\Psi(a_{\max}, \omega) = \int_{-\infty}^{+\infty} \tilde{s}(a_{\max}, t) e^{-j\omega t} dt \quad (7)$$

where:

$\hat{s}_\Psi(a_{\max}, \omega)$ – spectrum of signal's time component transferring major part of vibration energy,

$\tilde{s}(a_{\max}, t)$ – time component of wavelet transform for $a_{\max}$ scale, corresponded to maximum signal energy.

Point estimates are calculated as:

- effective value of vibration signal filtered by means of wavelet analysis;
- parameters of signal's energy distribution.

5. PRACTICAL RESULTS

Testing of shaft reinforcement verifying the designed processing algorithm was conducted on one of the shafts at Copper Mining and Metallurgy Complex in Polkowice. The draft of the examined shaft reinforcement is presented in fig 1. The examined objects were shaft guide-rails of closed cross-section, constructed of two C140 channel bars propped up by girders at every 3 m stretch.

For comparing purposes, except dynamic-properties measurements of tested guide-rails, wall thickness measurements were carried out by ultrasonic thickness-meter of DMS 2TC type (Krautkramer).

Air-intake, two-compartment shaft was selected, with two skip devices of stiff (steel) head-guidance. Load capacity of lift dishes was 30 Mg of winning each, and moving velocity in the shaft - 20 m/s.

Shaft reinforcement examinations were conducted by means of diagnostic system composed of two parts: stationary and portable. The portable part included a digital recorder and a system conditioning the signals of excitation and element response.

Dynamic excitation was simulated by impacts of modal hammer with force detector installed. As a response signal the accelerations of construction vibration were selected.

After measurement session the data were processed by stationary part of the diagnostic system – PC class computer with software calculating package using wavelet algorithms. Draft of

measurement path as well as signal analysis is shown in fig. 2 and 3.

The example results of wavelet processing of signals corresponding to different categories of steel construction wear are illustrated in fig.4 – 7. Figure 4 presents registered response signal after impulse excitation in a construction in a good technical state, of guide-rail wall thickness $g=8,1\text{mm}$, and the signal's wavelet transform. Figure 5 likewise, but for worn out construction of wall thickness $th = 6,1\text{ mm}$.

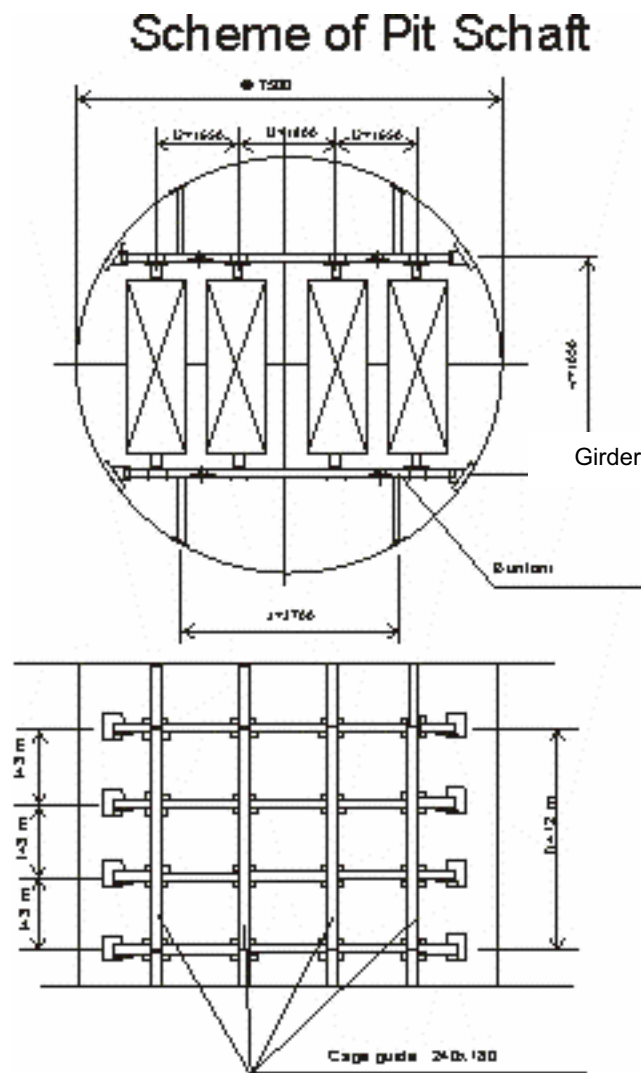


Fig. 1. Draft of examined shaft reinforcement

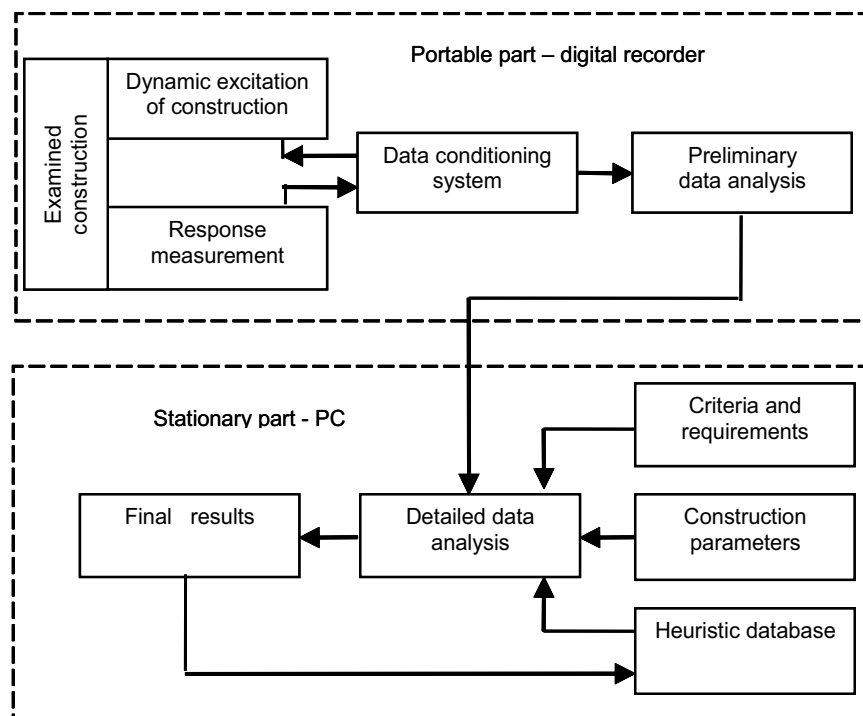


Fig. 2. Draft of acquisition system and data analysis of diagnostic signals in shaft reinforcement

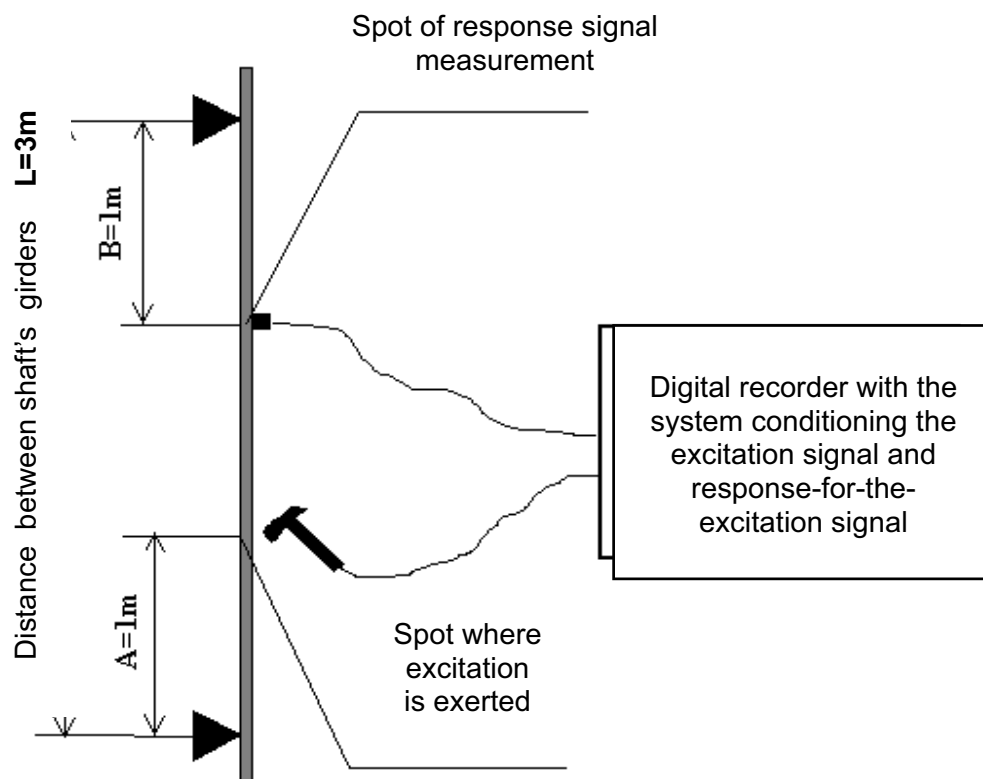


Fig. 3. Measurement path for shaft reinforcement examination by means of impulse test and wavelet signal processing

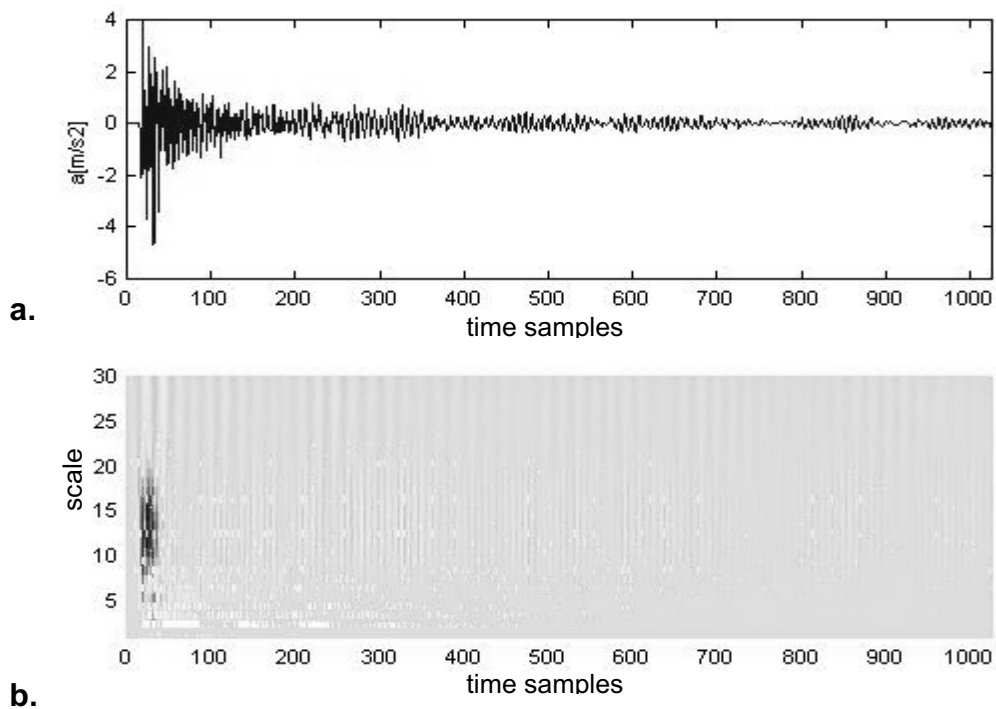


Fig. 4. Results of signal processing for the guide-rail in a good technical state (wall thickness $th. = 8,1\text{mm}$)
 a) response for impulse excitation,
 b) wavelet transforms of response signal.

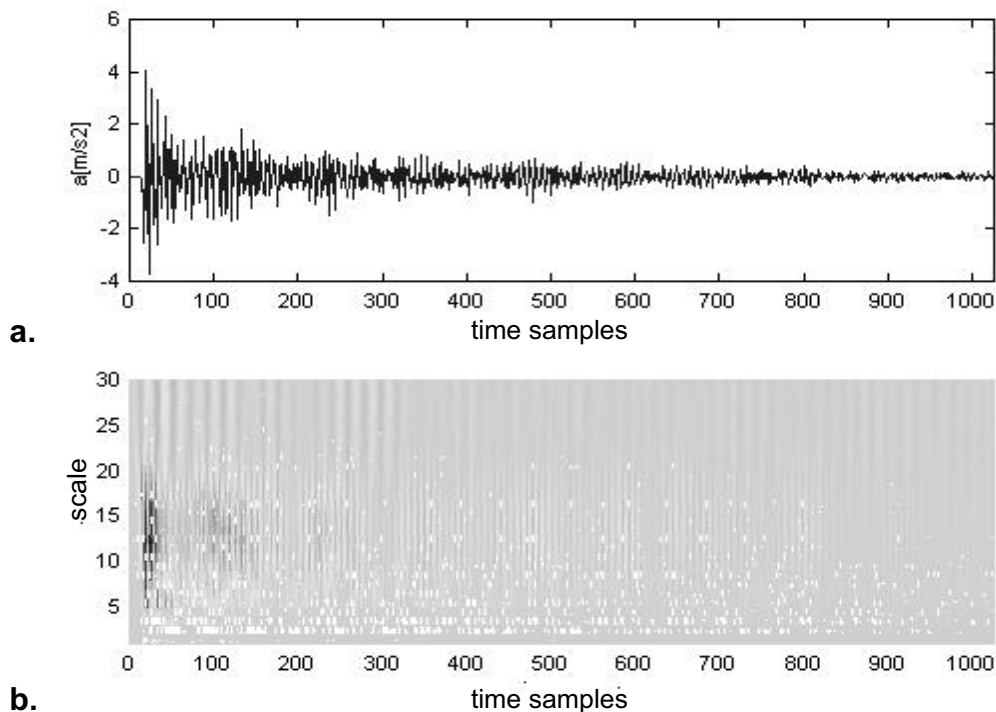


Fig. 5. Results of signal processing for the worn out guide-rail (wall thickness $th. = 7,1\text{mm}$)
 a) response for impulse excitation,
 b) wavelet transforms of response signal.

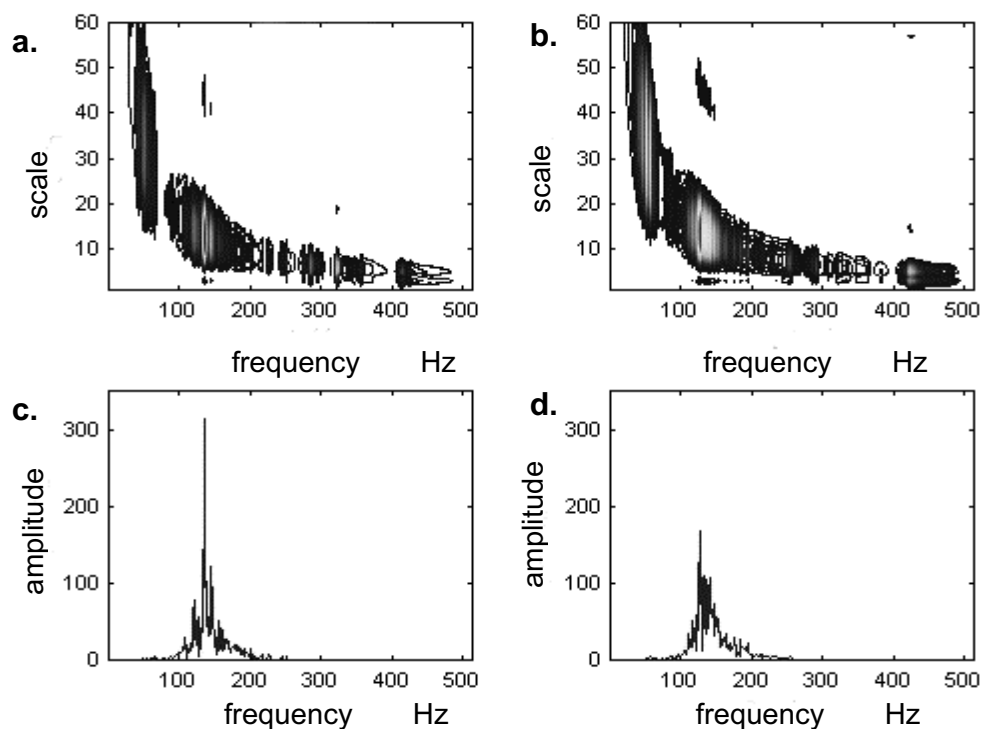


Fig. 6. Wavelet-Fourier spectra for guide-rails in various technical states

- a) FFT spectrum of measurement signals for worn-out guide-rail (th. = 6,1 mm),
- b) FFT spectrum of measurement signals for the good guide-rail (th. = 8,3 mm),
- c) FFT spectrum of filtered signal for worn-out guide-rail (th. = 6,1 mm),
- d) FFT spectrum of measurement signals for the good guide-rail (th. = 8,3 mm).

6. SUMMARY

By applying wavelet-Fourier transform the authors defined the functional measure of construction wear as a Fourier spectrum of wavelet transform component of the signal responsible for carrying main stream of signal's energy.

The described procedure proved effective in diagnostic identification of non-stationary processes, at least for the range and type of practical verification executed.

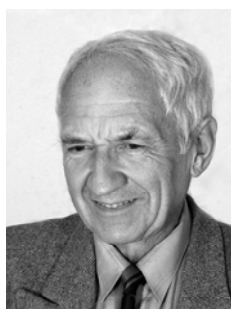
The research was executed within KBN grant
5T07B 01124

REFERENCES

- [1] BATKO, W., MIKULSKI, A.: *Badania stanu zużycia zbrojenia szybowego z wykorzystaniem testu impulsowego*, Mat. VI Konf. „Metody doświadczalne w budowie i eksploatacji maszyn”, Kudowa Zdrój, V 2003.
- [2] BATKO, W., MIKULSKI, A.: *Application of wavelet transform to diagnostics of pit shaft*, Procc. Intern. Conf. on Manufact. Sc. & Edu. Challenges of The European Integration, 6-7 Nov. 2003, SIBIU-Romania.
- [3] BATKO, W., ZIÓŁKO, M.: *Zastosowanie teorii falek w diagnostyce technicznej: Problemy Inżynierii Mechanicznej i Robotyki*, Monogr. nr 7, WIMiR, AGH, Kraków 2002.
- [4] BATKO, W., MIKULSKI, A.: *Estymacja sygnałów diagnostycznych w badaniach konstrukcji stalowych z wykorzystaniem transformaty falkowej-Fouriera*, Mat. VIII Międzynarodowej Konf. NT „Jakość, niezawodność oraz bezpieczeństwo lin i urządzeń transportu linowego, Kraków, 14-15 XII 2004r. BATKO W, KRZYWORZEKA P. *Selection of Symptomatic Trajectories for Rapid Fault Evolution of Slide Bearings*. Machine Dynamics Probl.. vol. 25, n. 1, p5-16, W-wa 2001.
- [6] BATKO W, KRZYWORZEKA P., MIKULSKI, A.: *Diagnosis of pit shaft reinforcement using mixed wavelet-fourier analysis: XXXVII Kraftwerkstechnisches Koll. poster, Dresden, oct. 18 – 19, 2005.*



Prof. dr hab. inż. Wojciech BATKO ur.1946, absolwent Wydziału Elektrotechniki Górniczej i Hutniczej Akademii Górniczo-Hutniczej w Krakowie. Specjalista z zakresu dynamiki i wibroakustyki maszyn i związanych z nimi zagadnień: diagnostyki technicznej, budowy systemów monitorujących stan maszyn i procesów wibroakustycznych, ich układów filtracyjnych i predykcyjnych oraz doboru rozwiązań minimalizujących ich oddziaływanie. Autor, bądź współautor ok.230 publikacji w czasopismach krajowych, zagranicznych oraz w materiałach konferencji krajowych i międzynarodowych, w tym 12 opracowań książkowych oraz około 300 niepublikowanych raportów z opracowań naukowo-badawczych, projektowych i ekspertyz dla przemysłu i gospodarki narodowej. Obecnie Kierownik Katedry Mechaniki i Wibroakustyki. Promotor 6 doktoratów i około 45 prac magisterskich z dziedziny diagnostyki technicznej i wibroakustyki. Członek wielu Towarzystw Naukowych, Komitetów Naukowych i Programowych szeregu konferencji krajowych i międzynarodowych oraz Rady Naukowej Faculty of Mechanical Engineering Technical University of Ostrava.



Dr hab. inż. Piotr KRZYWORZEKA, prof. AGH pracuje na tej uczelni od ukończenia studiów. Wykładał kilka lat w Algierii. Jest autorem ok. 90 publikacji, głównie o tematyce diagnostycznej, rzeczoznawcą SEP w zakresie elektroakustyki, a także członkiem PTDT od momentu jego powstania. W pracy badawczej preferuje podejście sygnałowe. Interesuje się także psychologią i filozofią. Jako środek transportu preferuje rower.



Dr inż. Andrzej MIKULSKI ur. 1964, absolwent Wydziału Maszyn Górniczych i Hutniczych Akademii Górniczo-Hutniczej w Krakowie. Specjalista z zakresu eksploatacji urządzeń transportu linowego i diagnostyki wibroakustycznej. Współautor wspólnie z Prof. W. Batko, bądź jako autor samodzielny ponad 20 publikacji w czasopismach krajowych, zagranicznych oraz w materiałach konferencji krajowych i międzynarodowych.

ANALIZA WPLYWU PĘKNIĘCIA PODSTAWY ZĘBA OBCIĄŻANEGO DUŻĄ SIŁĄ DYNAMICZNĄ NA ZMIANY ROZKŁADU CZASOWO-CZĘSTOTLIWOŚCIOWEGO SYGNAŁU WA

Grzegorz WOJNAR

Politechnika Śląska Wydział Transportu
ul. Krasińskiego 8, 40-019 Katowice
tel: (032) 603 41 93, e-mail: Grzegorz.Wojnar@polsl.pl

Streszczenie

Bazując na zidentyfikowanym modelu dynamicznym przekładni zębatej w układzie napędowym [9] przeprowadzono analizę wpływu odchyłek wykonania kół zębatych na siły dynamiczne działające na poszczególne zęby zębniaka i koła. Określono przypadki, w których odchyłki te powodują największy wzrost wartości sił międzyzębnych. Duża siła dynamiczna działająca na ząb może być jedną z przyczyn powstania pęknięcia jego podstawy. W niniejszej pracy przedstawiono istotne różnice w zmianach rozkładu czasowo-częstotliwościowego sygnału resztkowego w przypadku symulowania pęknięcia podstawy mocno obciążanego zęba zębniaka obciążonego niekorzystnymi odchyłkami wykonania i losowo wybranego zęba zębniaka.

Słowa kluczowe: przekładnie zębate, pęknięcie, uszkodzenie zęba, transformata Wignera Ville'a.

THE INFLUENCE OF CRACK OF HIGH LOADS TOOTH ON TIME - FREQUENCY DISTRIBUTIONS OF VIBROACOUSTICAL SIGNAL

Summary

The large dynamic force in meshing is one of causes of root tooth crack beginning. The identified model of power transmission system with toothed gear was used to determination of the influence of performance deviation on the dynamic forces in meshing. This paper presents essential differences in time - frequency distributions of residual signal in cases of crack simulation of high loads pinion tooth and random pinion tooth.

Keywords: Gear, crack of root tooth, tooth damage, Wigner Ville analysis.

1. WPROWADZENIE

Zagadnieniu wykrywania pęknięcia podstawy zęba metodami wibroakustycznymi (WA) poświęcono wiele prac [1-6, 9, 10, 12-19]. W części z nich bazuje się na sygnałach zarejestrowanych podczas prowadzenia eksperymentu czynnego polegającego na podcięciu podstawy zęba [2, 3, 14, 15, 16] lub wstępnym nacięciu w odpowiednim miejscu jego powierzchni roboczej [18]. W innych pracach analizie są poddawane sygnały drganiowe uzyskane z symulacji komputerowych bazujących na mniej lub bardziej złożonych modelach dynamicznych przekładni zębatych [1, 4, 7, 8-12, 16, 19]. Jednakże często autorzy nie precyzują w jaki sposób określono ząb, który został podcięty, bądź którego pęknięcie symulowano. W niniejszej pracy przedstawiono znaczący wpływ odchyłek wykonania uszkodzonej i poprzedzającej ją pary zębów oraz zwiększonego ponad nominalne obciążenia przekładni (stosowanego czasem w badaniach doświadczalnych w celu skrócenia czasu ich trwania) na zmiany rozkładu czasowo-częstotliwościowego sygnału resztkowego.

Bezpośrednią miarą sił dynamicznych jest przyspieszenie drgań ale obecnie w diagnostyce coraz częściej wykorzystuje się sygnał prędkości drgań poprzecznych wałów przekładni, m. in. ze względu na możliwość jego pomiaru za pomocą np. wibrometru laserowego [16, 17]. Z tego powodu przedstawione w niniejszej pracy analizy wykonano właśnie na podstawie sygnałów prędkości drgań poprzecznych wałów zmierzonych w kierunku działania siły międzyzębnej.

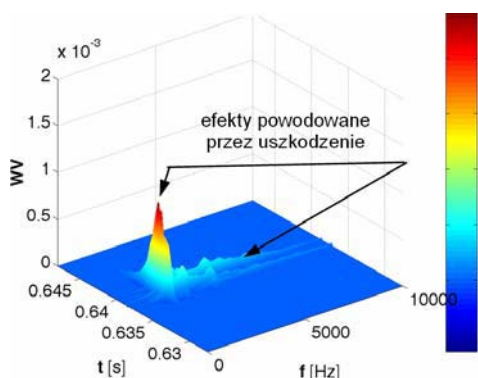
2. OBIEKT BADAŃ

Zgodnie z [9] symulowano pracę przekładni zębatej wchodzącej w skład stanowiska pracującego w układzie mocy krążącej [4]. Jej parametry geometryczne były następujące: 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 $\beta = 0^\circ$. Czołowa liczba przyporu wynosiła 1,33,

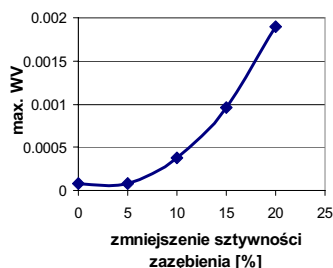
przekładnia pracowała jako reduktor, prędkość obrotowa zębniaka wynosiła ~ 2700 [obr/min].

3. ANALIZA WYNIKÓW

W przypadku symulacji pracy przekładni nie obciążonej odchyłkami wykonania kół, w której wystąpiło pęknięcie podstawy zęba zębniaka (zmniejszenie sztywności o 15%) w rozkładzie czasowo-częstotliwościowym Wignera-Ville'a (WV) [9] pojawia się lokalne maksimum pochodzące od uszkodzenia (rys. 1). Jego wartość wzrasta (rys. 2) wraz z rozwojem pęknięcia podstawy zęba, symulowanego przez zmniejszenie sztywności zazębienia – $\Delta c_{zaz.}$.



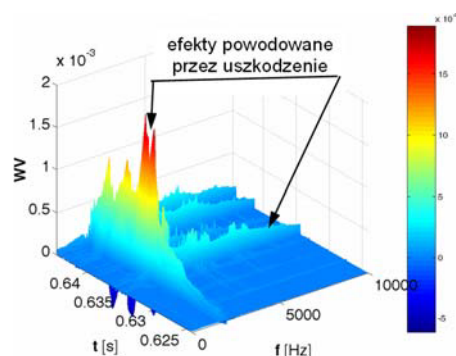
Rys. 1. Rozkład Wignera-Ville'a sygnału resztkowego – brak odchyłek wykonania kół



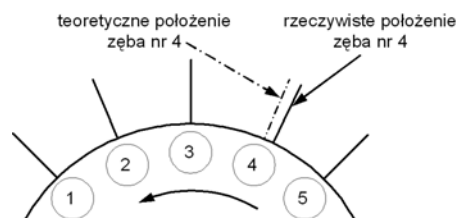
Rys. 2. Zależność wartości maksymalnej rozkładu Wignera-Ville'a (WV) sygnału resztkowego od symulowanego pęknięcia podstawy zęba – brak odchyłek wykonania

Losowe odchyłki wykonania kół zębatych utrudniają wykrywanie uszkodzenia zęba, ale mniejszy jest ich wpływ, gdy analizie poddawany jest sygnał resztkowy [10], niż gdy diagnozowanie bazuje na analizie nieuśrednionego sygnału drganiowego. Ponadto odchyłki powodują, że w rozkładzie Wignera-Ville'a nawet w przypadku pracy przekładni bez uszkodzeń kół występują efekty zbliżone do generowanych przez pęknięcie zęba. Na rysunku 3 przedstawiono rozkład sygnału resztkowego w przypadku pracy przekładni, której zębniak i koło były obciążone losowymi odchyłkami wykonania wynoszącymi maksymalnie $\pm 0,3 y_{st}$ ugięcia statyczne-go pary zębów (y_{st}) oraz symulacji pęknięcia podstawy zęba zębniaka ($\Delta c_{zaz.} = 15\%$). Wnioskowanie na podstawie rysunku 3 jest

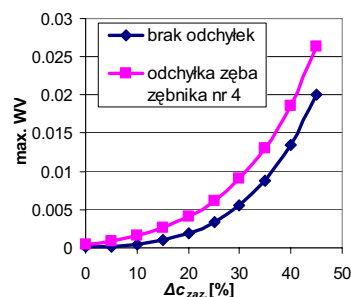
utrudnione. W celu zwiększenia czytelności prezentowanych wyników i zobrazowania zachodzących zjawisk poniżej przedstawiono m. in. przypadek, w którym losową odchyłką wykonania podziałki ($0,15 y_{st}$) obciążony jest tylko ząb zębniaka nr 4. Schematycznie zaprezentowano to na rys. 4. Przyjęto również, że koło nie jest obciążone odchyłkami wykonania i zasymulowano pęknięcie podstawy zęba zębniaka nr 4. W tym przypadku również wartość lokalnego maksimum rozkładu WV wzrasta wraz z rozwojem pęknięcia podstawy zęba (dla kolejnej pary zębów wchodzących w przypór). Przyrost maksymalnej amplitudy WV jest nawet większy niż dla przekładni nie obciążonej odchyłkami wykonania (rys. 5).



Rys. 3. Rozkład Wignera-Ville'a sygnału resztkowego – losowe odchyłki wykonania zębniaka i koła wynosiły $\pm 0,3 y_{st}$



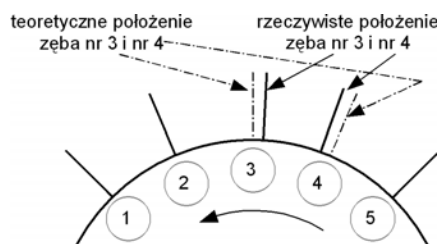
Rys. 4. Odchyłka podziałki zęba nr 4 - odległość zęba nr 3 od zęba nr 4 mierzona po łuku koła zasadniczego większa od podziałki zasadniczej



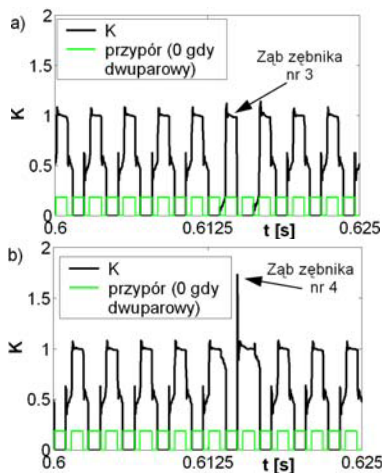
Rys. 5. Zależność wartości maksymalnej rozkładu WV sygnału resztkowego od symulowanego pęknięcia podstawy zęba – odchyłka podziałki pękającego zęba zębniaka nr 4 wynosiła $+0,15 y_{st}$

Na rysunku 6 przedstawiono schematycznie przypadek, w którym na skutek losowej odchyłki

wykonania podziałki zęb nr 3 wejdzie w przypór z opóźnieniem (przy założeniu, że koło nie jest obciążone odchyłkami podziałki), natomiast zęb nr 4, również obciążony odchyłką podziałki, rozpocznie przypór przedwcześnie. Przeprowadzono analizę wpływu takich odchyłek na siły dynamiczne działające na poszczególne zęby zębniaka i koła. Jako ich miarę zgodnie z [9] przyjęto współczynnik K zdefiniowany jako stosunek maksymalnej siły międzyzębnej do siły statycznej. W przypadku gdy odchyłka względem teoretycznego położenia zęba zębniaka nr 3, wynosiła $+0,9 y_{st}$, a odchyłka zęba zębniaka nr 4 względem teoretycznego położenia zęba wynosiła $-0,9 y_{st}$ wartość współczynnika sił dynamicznych K znacząco wzrosła z 1,08 do 1,739 (rys. 7).



Rys. 6. Układ odchyłek podziałki zębów nr 3 i 4 - odległość zęba nr 2 od zęba nr 3 mierzona po łuku koła zasadniczego większa od podziałki zasadniczej, odległość zęba nr 3 od zęba nr 4 mierzona po łuku koła zasadniczego mniejsza od podziałki zasadniczej

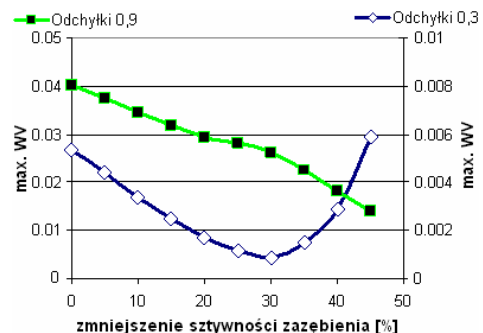


Rys. 7. Wartości współczynnika sił dynamicznych K w przypadku odchyłki losowej zęba zębniaka nr 3 wynoszącej $+0,9 y_{st}$ i zęba zębniaka nr 4 wynoszącej $-0,9 y_{st}$: a) dla zębów o numerach nieparzystych, b) dla zębów o numerach parzystych

Duża siła dynamiczna działająca na ząb może być jedną z przyczyn powstania pęknięcia jego podstawy dlatego w niniejszej pracy sprawdzono wpływ pęknięcia podstawy tego właśnie zęba na zmiany sygnału resztkowego. W wyniku przeprowadzonych badań okazało się, że lokalne maksimum rozkładu WV tegoż sygnału w przypadku pęknięcia podstawy zęba obciążanego dużą siłą dynamiczną maleje, (rys. 8) a nie rośnie (jak miało

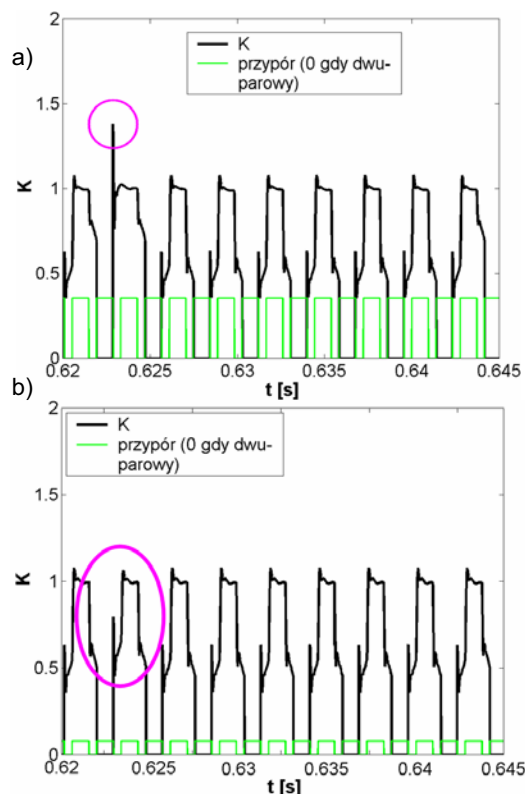
to miejsce na rys. 5) wraz ze spadkiem sztywności współpracującej pary zębów. Z kolei gdy przedstawione schematycznie na rys. 6 odchyłki losowe podziałki mają mniejsze wartości (np. $+0,3$ i $-0,3 y_{st}$) wtedy lokalne maksimum rozkładu WV początkowo maleje, a później dopiero wzrasta dla kolejnej pary zębów (rys. 8).

Przeanalizowano także wpływ zwiększonego obciążenia przekładni (stosowanego czasem w badaniach doświadczalnych w celu skrócenia czasu ich trwania) na siły dynamiczne w zazębieniu i na zmiany rozkładu czasowo-częstotliwościowego sygnału resztkowego. W przypadku zwiększonego obciążenia zmienia się stosunek wartości sumarycznych odchyłek wykonania kół zębatych do ugięcia statycznego pary zębów. Przy stałych wartościach odchyłek wykonania przekładni wraz ze wzrostem obciążenia jednostkowego przekładni Q [4,9,17] ponad nominalną wartość współczynnik nadwyżek dynamicznych maleje i osiąga on podobne wartości jak dla zębów nie obciążonych odchyłkami (rys. 9). Tym samym wpływ odchyłek na ewentualne pęknięcie podstawy zęba nr 4 jest znacznie mniejszy (rys. 9). W tej sytuacji może zatem nastąpić pęknięcie podstawy dowolnego zęba nie koniecznie tego, na który przy obciążeniu nominalnym działała by największa siła dynamiczna.

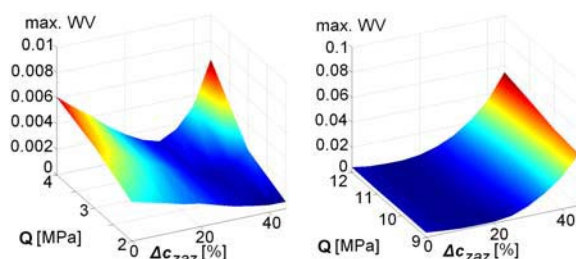


Rys. 8. Zależność wartości maksymalnej rozkładu WV sygnału resztkowego od symulowanego pęknięcia podstawy zęba: ■ odchyłka względem teoretycznego położenia zęba zębniaka nr 3 $+0,9 y_{st}$ i odchyłka względem teoretycznego położenia zęba zębniaka nr 4 $-0,9 y_{st}$, ◆ odchyłka zęba zębniaka nr 3 $+0,3 y_{st}$ i odchyłka zęba zębniaka nr 4 $-0,3 y_{st}$

Ponadto np. wartość maksymalna rozkładu czasowo- częstotliwościowego sygnału resztkowego przy zwiększonym ponad nominalne obciążeniu jednostkowym narasta dla znacznie mniejszego spadku sztywności spowodowanego pęknięciem podstawy zęba (rys. 10) niż w przypadku stosowania nominalnego obciążenia. Między innymi z przedstawionych powyżej powodów wykrywanie pęknięcia podstawy zęba jest zagadnieniem trudnym, nad którym w chwili obecnej pracuje wiele ośrodków naukowych na świecie.



Rys. 9. Wpływ obciążenia jednostkowego przekładni na współczynnik nadwyżek dynamicznych w zaszreniu: a) $Q=2$ MPa, b) $Q=9$ MPa; dla $Q=2$ MPa odchyłka względem teoretycznego położenia zęba zębniaka nr 3 $+0,6 y_{st}$, a odchyłka zęba zębniaka nr 4 $-0,6 y_{st}$



Rys. 10. Wpływ obciążenia jednostkowego Q i symulowanego pęknięcia podstawy zęba przekładni na wartość maksymalną rozkładu WV sygnału resztkowego - dla $Q=4$ MPa odchyłka względem teoretycznego położenia zęba zębniaka nr 3 $+0,3 y_{st}$, a odchyłka zęba zębniaka nr 4 $-0,3 y_{st}$

4. WNIOSKI

Na podstawie przeprowadzonych badań i analiz można stwierdzić, że:

- W przypadku symulacji pracy przekładni nie obciążonej odchyłkami wykonania kół, wartość lokalnego maksimum rozkładu Wignera-Ville'a wzrasta wraz z rozwojem pęknięcia podstawy zęba.
- Niekorzystny układ odchyłek wykonania kół zębatych powoduje, że na ząb może działać duża siła dynamiczna. W przypadku pęknięcia podstawy tego zęba wartość lokalnego maksimum rozkładu

WV najpierw maleje, a wzrasta dopiero przy większym symulowanym pęknięciu tego zęba.

- Z wyżej wymienionych powodów wykrywanie pęknięcia podstawy zęba jest w niektórych przypadkach szczególnie trudne i może być kłopotliwe zwłaszcza w warunkach przemysłowych.
- Przedstawione powyżej zjawiska mogą być przyczyną błędnej diagnozy, a w rozwiązywaniu takich problemów diagnostycznych dużą użyteczność wykazują zidentyfikowane modele dynamiczne.
- W przypadku budowy przekładni zębatych, od których wymagana jest duża niezawodność możliwe jest już na etapie ich montażu zapobieganie przyspieszonym uszkodzeniom poprzez prowadzenie odpowiedniej selekcji kół zębatych i eliminowanie takich, które obciążone są dużymi odchyłkami podziałki.

LITERATURA

- [1] Bartelmus W.: *Computer-Aided Multistage Gearbox Diagnostic Interference by Computer Simulation*. Oficyna Wydawnicza Pol. Wrocławskiej, Wrocław 2002.
- [2] Baydar N., Ball A.: *A Comparative Study of Acoustic and Vibration Signals in Detection of Gear Failures Using Wigner-Ville Distribution*. Mechanical Systems and Signal Processing (2001) 15(6), s. 1091÷1107
- [3] Baydar N., Ball A.: *Detection of Gear Failures Via Vibration and Acoustic Signals Using Wavelet Transform*. Mechanical Systems and Signal Processing (2003) 17(4), s. 787÷804
- [4] Dąbrowski Z., Radkowski S., Wilk A.: *Dynamika przekładni zębatych*. Warszawa, Katowice, Radom 2000 r.
- [5] Decker H. J.: *Effects on Diagnostic Parameter After Removing Additional Synchronous Gear Meshes*. NASA/TM – 2003 – 212312 ARL- TR – 2933; 2003 r.
- [6] Decker H. J.: *Gear Crack Detection Using Tooth Analysis*. NASA/TM – 2002 – 211491 ARL- TR – 2681; 2002 r.
- [7] Howard J., Jia S., Wang J.: *The Dynamic Modeling of a Spur Gear in Mesh Including Friction and a Crack*. Mechanical Systems and Signal Processing, 15(5), 2001, s. 831÷853.
- [8] Litak G. Friswell M. I.: *Vibration in Gear Systems*. Chaos, Solitons and Fractals 16, 2003, s. 795÷800.
- [9] Łazarz B.: *Zidentyfikowany model dynamiczny przekładni zębatej w układzie napędowym jako podstawa projektowania*. Katowice-Radom 2001 r.
- [10] Łazarz B., Wojnar G.: *Modelowanie przekładni zębatych w układzie napędowym do celów diagnostycznych*. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej – s. Transport z. 44, Gliwice 2002 r., s. 127÷134.

- [11] Özguven H. N., Houser D. R.: *Mathematical Models Used in Gear Dynamics - a Review*. Journal of Sound and Vibration, 121, 1988, s. 383÷411.
- [12] Radkowski S.: *Wibroakustyczna diagnostyka uszkodzeń niskoenergetycznych*, Warszawa-Radom 2002 r.
- [13] Wang W.: *Early Detection Of Gear Tooth Cracking Using The Resonance Demodulation Technique*. Mechanical Systems And Signal Processing (2001) 15(5), s. 887÷903.
- [14] Wang W. Q., Ismail F., Golnaraghi M. F.: *Assessment Of Gear Damage Monitoring Techniques Using Vibration Measurements*. Mechanical Systems and Signal Processing (2001) 15(5), s. 905÷922
- [15] Wilk A., Łazarz B., Madej H., Wojnar G.: *Metody wczesnego wykrywania lokalnych uszkodzeń kół zębatych*. XXIX Ogólnopolskie Sympozjum Diagnostyka Maszyn 2002 r.
- [16] Wojnar G., Łazarz B. – praca zbiorowa pod red. S. Radkowskiego: *Analiza ryzyka i diagnostyka procesów degradacyjnych i zmęzeniowych*. Politechnika Warszawska, Warszawa 2004 r. str. 173÷179.
- [17] Wojnar G.: *Wykrywanie uszkodzeń kół zębatych wybranymi metodami przetwarzania sygnałów drganiowych*. Rozprawa doktorska, Politechnika Śląska 2004 r.
- [18] Zakrajsek, J. J., Lewicki D. G.: *Detecting Gear Tooth Fatigue Cracks in Advance of Complete Fracture*. Technology Showcase on Integrated Monitoring, Diagnostics and Failure Prevention sponsored by the Society for Machinery Failure Prevention Technology Mobile, Alabama, April 22÷26, 1996.
- [19] Zawisza M.: *Wykorzystanie informacji zawartych w sygnale wibroakustycznym do oceny prawdopodobieństwa wystąpienia awarii w przekładni zębatej*. Rozprawa doktorska, Politechnika Warszawska 2003 r.

Informacje o Autorze znajdują się na stronie 100

Część wyników prezentowanych w pracy uzyskano w ramach realizacji grantu numer 5T07B02425

OPTYMALNY ZAKRES CZĘSTOTLIWOŚCI W PROCEDURZE DEMODULACJI AMPLITUDY W ZASTOSOWANIU DO USZKODZEŃ LOKALNYCH

Walter BARTELMUS, Radosław ZIMROZ

Badawcze Laboratorium Diagnostyki i Wibroakustyki
Pl. Teatralny 2, 50-051 Wrocław {walter.bartelmus, radoslaw.zimroz}@pwr.wroc.pl

Streszczenie

W pracy podjęto problematykę wykrywania uszkodzeń lokalnych z wykorzystaniem procedury demodulacyjnej. Wykazano istotność doboru pasma użytego w demodulacji zarówno w sensie jego położenia jak i szerokości. Zaproponowano obiektywne kryterium oparte na kurtozie umożliwiające porównanie wyników demodulacji dla różnych zakresów częstotliwości. Zaproponowano procedurę wykorzystującą opracowane kryterium do wyszukiwania optymalnego (w sensie maksymalnej kurtozy) zakresu częstotliwościowego. Wykazano na przykładach użyteczność zaproponowanej metody.

Słowa kluczowe: uszkodzenia lokalne, demodulacja, optymalna filtracja.

OPTIMAL FREQUENCY RANGE FOR AMPLITUDE DEMODULATION FOR LOCAL FAULT DETECTION

Summary

In the paper is undertaken the problem of local faults detection when using demodulation procedures. It has been shown that the choice of a signal filtration frequency scope and its place is crucial for demodulation process. It has been suggested the objective criteria of the scope and place choice of signal filtration frequency. The criterion is based on filtered signal kurtosis value comparison. It has been given the procedure for optimised frequency scope and place for signal demodulation in the sense of maximum kurtosis value. Case studies have been presented to show usefulness of the proposed procedure for local fault detection.

Keywords: local fault, demodulation, optimal filtering.

1. WPROWADZENIE

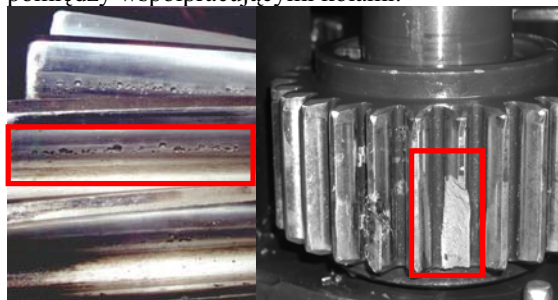
Metody wykrywania uszkodzenia lokalnego (np.: pęknięcie u podstawy zęba) to jedno z najbardziej istotnych zagadnień w diagnostyce. O ile w przypadku uszkodzeń rozłożonych (zużycie pittingiem, zacieraniem, ścieranie) czas pomiędzy diagnozą stwierdzającą określony poziom zużycia a maksymalnym czasem życia zużywającego się elementu może sięgać nawet kilkunastu miesięcy (oczywiście zależy to od warunków eksploatacyjnych) o tyle uszkodzenie lokalne może w krótkim czasie doprowadzić do kompletnego zniszczenia obiektu (rys.1), jeśli złamana część zęba dostanie się między współpracujące zęby. W przekładniach zębatych proces inicjacji i dalszej propagacji zmęczeniowego pęknięcia zęba u podstawy aż do wyłamania jest ciągle przedmiotem badań wiodących ośrodków w kraju i za granicą. Niezwykle istotna wydaje się kwestia rozróżniania (a więc diagnozowania) typu uszkodzenia lokalnego. Pęknięcie zęba u podstawy a uszkodzenie powierzchni zęba to ciągle ta sama klasa uszkodzeń lokalnych, ale czas potrzebny do rozwinęcia uszkodzenia do krytycznego stadium jest zupełnie inny. Zagadnienie rozpoznawania

rodzaju uszkodzeń lokalnych wykracza poza zakres tej pracy. Zdaniem autorów rozpoznawanie rodzaju uszkodzenia lokalnego powinno stanowić kolejny etap procesu – najpierw należy wykryć istnienie uszkodzenia lokalnego i temu przede wszystkim dedykowana jest ta praca. Brak monitorowania stanu przekładni z uwzględnieniem wczesnego wykrywania uszkodzeń lokalnych może skutkować efektami jak na rys. 1.



Rys. 1. Widok zniszczonego koła zębatego w efekcie wystąpienia uszkodzenia lokalnego

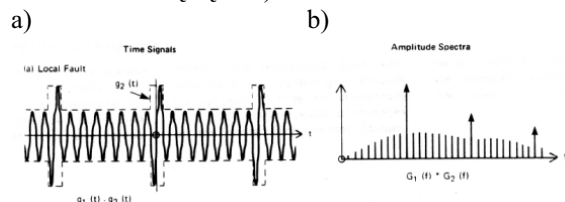
Brak monitorowania stanu doprowadził do sytuacji, w której uszkodzenie osiągnęło fazę krytyczną: doszło bądź to do wyłamania jednego z zębów lub uszkodzenia łożyska i w konsekwencji fragment zęba lub element toczny znalazł się pomiędzy współpracującymi kołami.



Rys. 2. Wczesne formy pittingu i wykruszenie zęba

Autorom znanych jest wiele prac poświęconych wykrywaniu uszkodzeń lokalnych z wykorzystaniem metod w dziedzinie czasu, częstotliwości, metod czasowo-częstotliwościowych, cepstrum czy wreszcie procedur demodulacyjnych.

Większość metod bazuje na teorii, że uszkodzenie lokalne powoduje chwilowe zaburzenie dynamiki systemu powodując modulację amplitudową i fazową sygnału generowanego przez obiekt okresowym sygnałem impulsowym o niewielkiej energii (zwykle sygnałem modulującym jest sygnał wolnozmienny – np. związany z obrotami wału a sygnał pełniący rolę częstotliwości nośnej jest związany z częstotliwością zazębienia „z” razy wyższą niż modulująca – gdzie z – oznacza liczbę zębów).

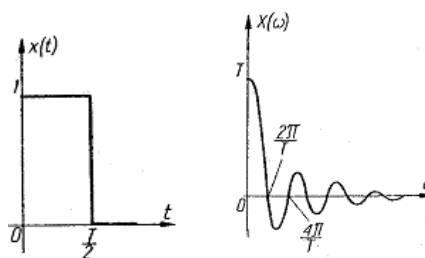


Rys. 3. Lokalne uszkodzenia

- a) chwilowe okresowe zaburzenie sygnału,
b) widmo sygnału z rys a) [1]

Badanie struktury częstotliwościowej z wykorzystaniem metod widmowych [1] pokazuje szerokopasmowe zaburzenie widma, które „wypełnione” jest serią równooddalonych prążków, odległość między prążkami jest związana z czasem powtarzania impulsów w dziedzinie czasu (okresem impulsu T_{imp}) i wynosi $\Delta f = 1/T_{imp}$ [2].

Wykorzystanie metod czasowo-częstotliwościowych [3, 4] pokazuje pełniejszy obraz struktury sygnału – zaburzenie powoduje powstanie struktury jak na rys. 3 ale ma charakter chwilowy, cykliczny a cykl ten jest zgodny z okresem występowania impulsów w przebiegu czasowym.



Rys. 4. Ilustracja graficzna zależności pomiędzy czasem trwania impulsu a szerokością pasma

Wg Szabatina [5] sygnał o skończonym czasie trwania t_{imp} jest scharakteryzowany przez pasmo częstotliwości $\Delta F = 1/t_{imp}$. Okresowość impulsów powoduje, że w analizowanym paśmie częstotliwości występuje wspomniana wcześniej skończona liczba prążków oddalonych o Δf .

Dla przekładni planetarnych pracujących w układach napędowych w koparkach kołowych dodatkowo występuje problem związany ze zmiennością warunków eksploatacyjnych (manifestowanych przez zmienność obciążenia i prędkości) [6]. Fakt ten powoduje że metody analizy sygnałów (widmo, cepstrum, bispectrum) nie mogą mieć tu zastosowania. Niestacjonarność (a nawet nieokresowość sygnału) narzuca konieczność stosowania metod analizy dedykowanych dla sygnałów niestacjonarnych (analiza obwiedni, analizy czasowo-częstotliwościowe).

Ze względu na złożoność obliczeniową większości analiz czasowo-częstotliwościowych jedną z najpopularniejszych technik jest procedura demodulacji sygnałów. Pomimo wielu publikacji z tego zakresu autorom nie jest znana żadna praca odpowiadająca w sposób wyczerpujący na pytania:

- Jakie częstotliwości wybrać do demodulacji (wokół częstotliwości zazębienia czy rezonansu zazębienia, względem której harmonicznej);
- Jak szeroki zakres pasma przyjąć do demodulacji (zwykle jest to $\pm 0,5$ częstotliwości zazębienia).

Nie zdefiniowano jeszcze kryterium, które umożliwiłoby podjęcie racjonalnej, obiektywnej decyzji.

Opracowanie procedury doboru optymalnego (wg danego kryterium) zakresu w procedurze demodulacji jest celem tej pracy.

Należy dodać, że problem doboru szerokości pasma jest sygnalizowany w pracy [7].

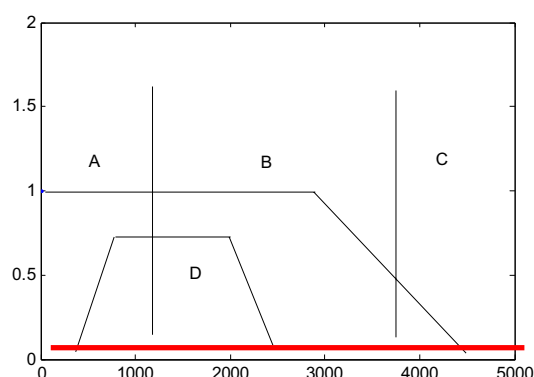
2. WYKORZYSTANIE PROCEDURY DEMODULACJI DO WYKRYWANIA USZKODZEŃ LOKALNYCH

Jak już wspomniano uszkodzenie lokalne powoduje impulsowe zaburzenie sygnału, co w dziedzinie częstotliwości powoduje zaburzenie struktury widma – zaburzenie to obejmuje określoną

szerokość pasma. Postulat o skończonej, niewielkiej energii sygnału związanego z uszkodzeniem i jej dystrybucji w funkcji częstotliwości jak to pokazano na rys. 3 i 4 powoduje, że badanie właściwości sygnału w całym zakresie częstotliwości – biorąc pod uwagę często występujący efekt nadpróbkowania sygnału – jest nieuzasadnione.

Co więcej, ze względu na zakłócenia typu szumowego zakres ΔF jest ograniczony z góry poziomem szumu maskującego sygnał zawierający informację o uszkodzeniu.

Idąc dalej należy zauważyć, że w praktyce eksploatacyjnej rejestrowany sygnał z dowolnego diagnozowanego obiektu jest narażony na zakłócenia o charakterze deterministycznym bądź losowym pochodzące z innych współpracujących (bądź niezależnych) obiektów (np. pozostałe stopnie w przekładni zębatej) [4, 22].



Rys. 5. Teoretyczny podział pasm dla widma sygnału drganiowego dla przekładni

Analizy widmowe i czasowo-częstotliwościowe sygnałów drganiowych z przekładni z uszkodzeniem lokalnym oraz wykorzystanie zidentyfikowanego modelu w połączeniu z wiedzą na temat parametrów impulsu generowanego przez uszkodzenie lokalne prowadzą do podziału pasma jak na rys. 5 [2]:

- zakres A - sygnał zdominowany przez zakłócenia (np. przez sygnał drganiowy z kolejnych stopni w przekładni);
- zakres B - sygnał zawierający użyteczną informację o uszkodzeniu;
- zakres C - sygnał pozbawiony informacji o uszkodzeniu (zdominowany przez szum).

W pewnych przypadkach dla przekładni z uszkodzeniem lokalnym dodatkowo mamy do czynienia ze wzmocnieniem składowych znajdujących się w zakresie częstotliwości odpowiadającemu rezonansowi zazębienia. Wzrost amplitud związany z rezonansem zazębienia jest dalece większy niż zmiana amplitud wynikająca z rezonansów i anty rezonansów struktury (obudowy przekładni). Dla rozwiązania tego problemu poszukiwany jest zakres D dla filtru pasmowo-przepustowego (rys. 5).

Analiza struktury widma dla sygnału z modelu [2, 8] pokazuje, że najbardziej użyteczna część sygnału dla badanej przekładni znajduje się

w zakresie wokół częstotliwości 1000Hz (dla zakresu częstotliwości 800-1200Hz) co odpowiada rezonansowi zazębienia.

Podobne wyniki świadczące o istnieniu pasm szczególnie informacyjnych diagnostycznie uzyskali inni autorzy [9, 10].

Tak szczegółowa analiza wpływu różnych czynników na postać sygnału jest tematycznie blisko ważnego zagadnienia, które zapoczątkował Cempel, a rozwijali potem także inni autorzy (m.in. [7]), dotyczącego modelowania procesu powstawania sygnału rejestrowanego w punkcie odbioru sygnału znajdującego się zwykle na obudowie przekładni.

Biorąc pod uwagę, że źródła zakłóceń mogą być reprezentowane przez sygnały o skończonych pasmach częstotliwości, rejestrowany sygnał będzie zawierał pasma częstotliwości, w których stosunek informacji użytecznej do zakłóceń może być dalece niekorzystny (wg dowolnego obiektywnego kryterium).

Zatem zakres (lub zbiór stanowiący podzakresy) częstotliwości, który może odegrać pozytywną rolę w procesie diagnozowania jest ze względu na istnienie źródeł zakłócających znacznie ograniczony w zależności od złożoności systemu.

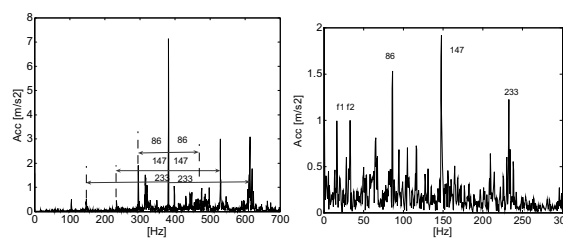
Wspomniane powyżej właściwości sygnału ograniczające zbiór stosowanych analiz dedykowanych sygnałom niestacjonarnym ukierunkowały autorów na analizę obwiedni oraz analizy czasowo-częstotliwościowe. Ze względu na stopień złożoności algorytmów tych ostatnich zdecydowano skoncentrować się na demodulacji.

Teoretyczne podstawy procedur demodulacyjnych można znaleźć w wielu publikacjach krajowych [11, 12, 7] i zagranicznych [1, 13, 14, 15, 16, 17, 18] zatem przytaczanie ich w tym artykule uznano za zbędne.

W tej części pracy prezentujemy przegląd technik z autorskimi przykładami i komentarzem pomijając matematyczne podstawy.

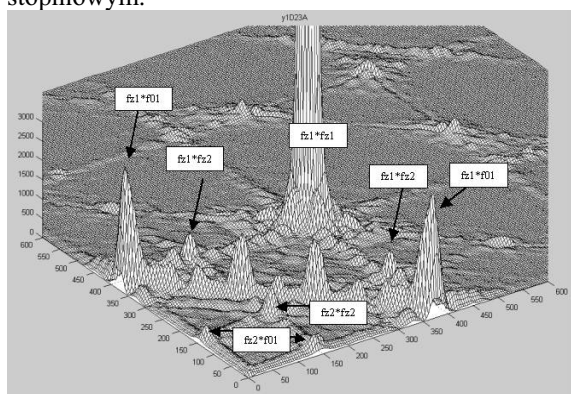
2.1. Demodulacja wokół częstotliwości zazębienia – wybór harmonicznej

Mączak [12] do demodulacji sugeruje wykorzystanie 1, 2 lub 3 harmonicznej. Bartelmus i Zimroz wykazali [19], że w wielostopniowych przekładniach zębatych wybór harmonicznej jest trudniejszy i przykładowo dla pierwszego stopnia powinny to być raczej wyższe harmoniczne ze względu na wpływ drugiego stopnia. Oczywiście ze względu na malejącą amplitudę wraz ze wzrostem numeru harmonicznej wykorzystanie wyższych harmonicznych jest często utrudnione.



Rys 6. a) Widmo sygnału symulacyjnego, b) widmo obwiedni dla sygnału symulacyjnego

Oddziaływanie między stopniami i efekty modulacyjne, które są spowodowane zmienną sztywnością ząbienia dającymi efekt nieliniowy ilustruje rys. 6. Oddziaływanie to powoduje modulację częstotliwości ząbienia pierwszego stopnia częstotliwością ząbienia stopnia drugiego. Takie interakcyjne zachowanie stopni przekładni powoduje znaczne skomplikowanie struktury częstotliwościowej. Więcej informacji o badaniu struktury częstotliwościowej w wielostopniowych przekładniach zębatych znaleźć można w innych pracach autorów gdzie przedstawiono wpływ czynników konstrukcyjnych [20, 21, 22] na sygnał drganiowy. Rys. 7 pokazuje bispektrum a w nim efekty nieliniowe spowodowane biciem pierwszego wału przekładni i oddziaływaniem między stopniowym.

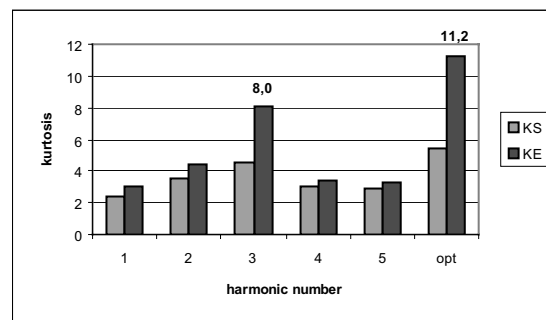


Rys. 7. Bispektrum sygnału drganiowego dla analizowanej przekładni

Wydaje się, że wybór harmonicznej musi być kompromisem pomiędzy wielkością zakłóceń a amplitudą składowej nośnej. Inne podejście zaproponował Gelman [23]. Uważa on, że do demodulacji należy wykorzystać harmoniczną o największej znormalizowanej amplitudzie, co wiąże się z maksymalnym stosunkiem sygnału do szumu (SNR). Gelman twierdzi, że na wynik demodulacji ma wpływ nie tylko amplituda nośnej, ale także poziom zakłóceń. Kryterium maksymalnej amplitudy harmonicznej ząbienia może nie być optymalne ze względu na wysoki poziom zakłóceń obecnych w danym zakresie częstotliwości.

Na rys. 8 pokazano porównanie wyników przetwarzania sygnału (kurtoza sygnału po filtracji KS oraz kurtoza sygnału po demodulacji KE) dla pięciu kolejnych harmonicznych. Z rysunku łatwo zauważyć duże różnice pomiędzy harmonicznymi (dwukrotne zwiększenie kurtozy dla trzeciej harmonicznej). Na wykresie pokazano także (oznaczony jako opt) wynik przetwarzania w optymalnym zakresie częstotliwości (zob. roz. 3) (zakres związany jest z rezonansem ząbienia który wynika z wpływu czynników konstrukcyjnych na własności sygnału drganiowego [20, 21, 22]).

Ponieważ zakres ten (800-1200Hz) obejmuje 3 harmoniczną, dlatego dla tej harmonicznej uzyskano najlepszy wynik.



Rys. 8. Wartości kurtozy dla harmonicznych ząbienia dla przekładni z uszkodzeniem lokalnym KS – kurtoza po filtracji, KE- kurtoza obwiedni sygnału, opt – wartości kurtozy po optymalizacji (zob. pkt.3)

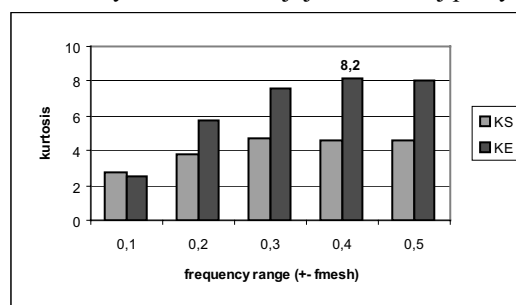
2.2. Demodulacja wokół częstotliwości ząbienia – wybór szerokości pasma

Oprócz kwestii selekcji nośnej w procesie demodulacji niezwykle istotny jest również odpowiedni dobór szerokości pasma użytego do demodulacji. Większość prac powołuje się na wyniki pracy [1], w której stwierdzono, że zakres ten powinien wynosić $\pm 0,5f_{\text{ząbienia}}$.

Wydaje się, że ze względu na różne parametry impulsu oraz obecność zakłóceń taka szerokość pasma może nie być optymalna.

Brie i Tomczak [16] wykazali, np. że szerokość pasma dla demodulacji AM jest inna niż FM - zagadnienie to wprawdzie wykracza poza ramy tej pracy, ale pokazuje konieczność adaptacyjnego doboru pasma.

Badanie jaki jest wpływ doboru szerokości pasma na wynik demodulacji jest celem tej pracy.



Rys. 9. Wpływ szerokości pasma na wartości kurtozy detekcji uszkodzenia KS – kurtoza po filtracji, KE- kurtoza obwiedni sygnału

Na rys. 9 pokazano wpływ szerokości pasma na wynik przetwarzania dla wybranej harmonicznej – jako obiektywną miarę porównania powtórnie wykorzystano kurtozę.

Z rysunku wynika, że najlepszy wynik uzyskano dla szerokości pasma $\pm 0,4$ częstotliwości ząbienia aczkolwiek należy tu dodać że różnice w zakresie pasma 0,3-0,5 częstotliwości ząbienia są niewielkie.

2.3. Demodulacja szerokopasmowa

W pracy [15] zasugerowano, aby w procesie demodulacji wykorzystać cały zakres częstotliwości tak, aby wykorzystać całą informację zawartą w sygnale drganiowym.

Autorzy postanowili wykonać eksperyment numeryczny polegający na wygenerowaniu sygnałów symulacyjnych na podstawie klasycznego równania modulacji:

$$u_{AM}(t) = [1 + m \cdot s_m(t)] \cdot S_C(t)$$

gdzie m jest głębokością modulacji

S_C oznacza sygnał nośny wyrażony jako

$$S_C(t) = \sum_{i=1}^5 U_{0i} \cdot \cos(i \cdot \omega_0 \cdot t + \varphi_i)$$

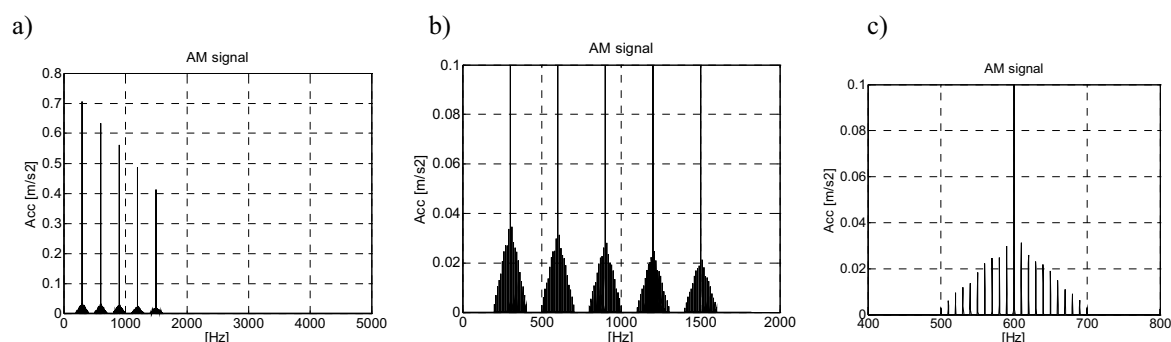
a s_m sygnał modulujący opisany równaniem

$$s_m(t) = \sum_{i=1}^N u_{mi}(t) \cdot \cos(i \cdot \Omega \cdot t + \Phi_i)$$

Wyniki symulacji przedstawiono na rys.10 a-c. Widzimy, że każda z harmoniczných (stanowiąca częstotliwość nośną) jest modulowana dokładnie w ten sam sposób. Różnice w amplitudach wstępnych bocznych wynikają z różnych – celowo tak dobranych – amplitud składowych nośnych. Oznacza to, że informacja diagnostyczna jest dokładnie taka sama.

Uwzględnianie całości pasma zamiast pasma wokół częstotliwości nośnej generuje redundancję.

Zdaniem autorów poprawę wyników dla demodulacji szerokopasmowej w porównaniu do klasycznej demodulacji wokół ząbienia odnotowaną przez MA i LI [15] wiązać należy raczej z wpływem rezonansu ząbienia



Rys. 10. Symulacja modulacji amplitudowej w przekładni zębatej:

a), b) widma sygnału, c) fragment widma wokół jednej z harmoniczných

2.4. Demodulacja adaptacyjna

Demodulację adaptacyjną zajmował się Brie [16]. Adaptacja polegała na doborze szerokości pasma różnego dla demodulacji amplitudowej i fazowej. Adaptację dla demodulacji amplitudowej wprowadził Gelman [24] który zaproponował aby w ramach zakresu częstotliwości $\pm 0,5f_{\text{zazębienia}}$ wykorzystywać tylko te składowe sygnału, które zawierają informacje o uszkodzeniu. W ramach proponowanej procedury w części pierwszej algorytm identyfikuje składowe odpowiadające wstępom bocznym i podejmuje decyzje dotyczące ich przydatności w procesie demodulacji w oparciu o SNR. W części drugiej – na podstawie wyników uzyskanych w części pierwszej – dokonywana jest adaptacyjna filtracja i demodulacja sygnału. Zastosowane podejście ekstrakcji cech diagnostycznych oraz adaptacyjna metoda podejmowania decyzji o stanie technicznym dała bardzo dobre rezultaty. Zaproponowana procedura pozwala wykrywać uszkodzenia we wczesnym stadium rozwoju. Pewną wadą tej metody jest skomplikowany algorytm separacji użytecznej informacji, duże wymagania sprzętowe (wymagana bardzo dobra rozdzielczość częstotliwościowa) i co za tym idzie stosunkowo długi czas procesu diagnozowania.

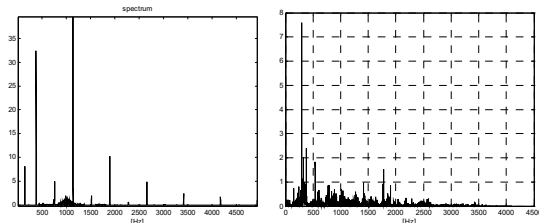
2.5. Demodulacja wokół rezonansu ząbienia

Technika demodulacji wokół rezonansu jest powszechnie stosowana w diagnostyce łożysk tocznych. W diagnostyce przekładni takie podejście zaproponował Wang [18].

Autorzy postanowili również przetestować tę metodę ze względu na imponujące rezultaty uzyskane w pracy Wang. Wykorzystując model dwustopniowej przekładni zębatej [22] zasymulowano uszkodzenie lokalne na stopniu 1. Uzyskano widmo zbliżone do wyników w pracy Wang z charakterystyczną grupą składowych wokół 1000Hz. Ponieważ wspomniany model był dostrojony na potrzeby wcześniejszych prac autorów postanowiono poszukiwać analogicznego obrazu w widmie sygnału rzeczywistego.

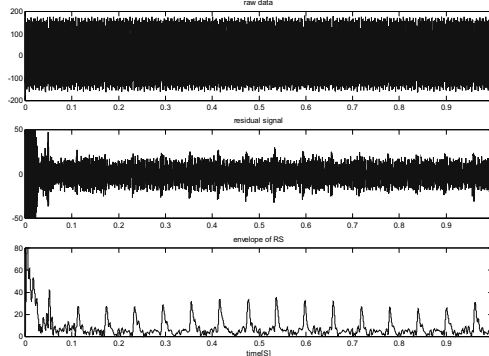
Niestety dla sygnałów rzeczywistych sytuacja nie jest taka prosta. Jak pokazano na rys. 11b w widmie sygnału rzeczywistego dla przekładni z uszkodzeniem lokalnym nie są tak widoczne jak dla modelu wzmocnienia grupy wstępnych bocznych.

Wyniki uzyskane po zastosowaniu tej samej procedury (z tymi samymi wartościami f_d , f_g) zarówno dla sygnału z modelu jak i sygnału rzeczywistego pokazano odpowiednio na rys. 12 i 13.

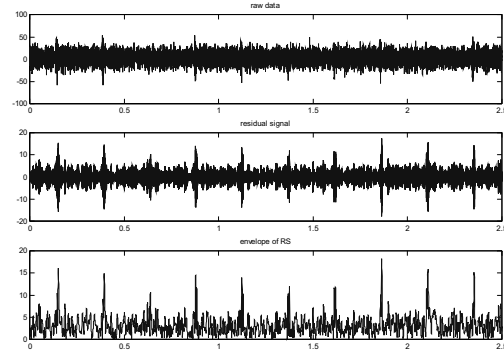


Rys. 11. Widma sygnałów: a) z modelu
b) rzeczywistego

Rysunki 12 i 13 przedstawiają: nieprzetworzony sygnał drganiowy, sygnał po filtracji pasmowo-przepustowej w zakresie obejmującym rezonans zazębienia i obwiednię dla odfiltrowanego sygnału odpowiednio dla modelu i sygnału drganiowego z przekładni z uszkodzeniem zarejestrowanego w czasie normalnej eksploatacji.



Rys. 12. Wyniki dla sygnału z modelu:
a) nieprzetworzony sygnał,
b) sygnał odfiltrowany wokół rezonansu,
c) obwiednia odfiltrowanego sygnału



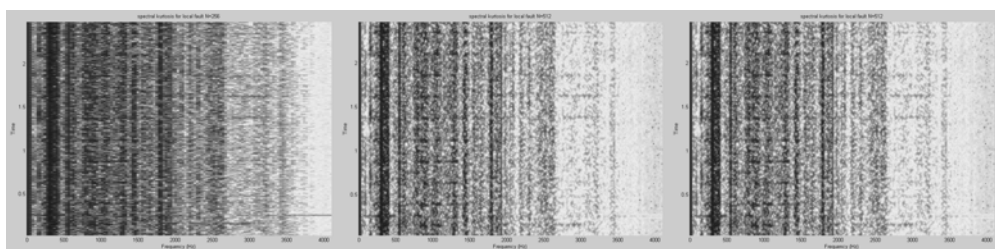
Rys. 13. Wyniki dla sygnału rzeczywistego:
a) nieprzetworzony sygnał,
b) sygnał odfiltrowany wokół rezonansu
c) obwiednia odfiltrowanego sygnału

Na podstawie zaprezentowanych przykładów można stwierdzić, że impulsy charakterystyczne dla uszkodzeń lokalnych w sygnałach nieprzetworzonych są zupełnie niewidoczne (symulacja uszkodzenia przez zmianę sztywności zazębienia $k_{z_uszk}=0.9k_{z_ok}$ - rys 12) albo trudne do wykrycia (sygnał rzeczywisty – rys 13).

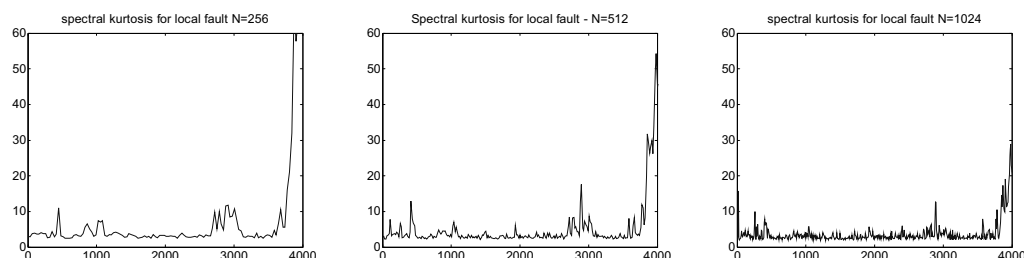
Filtracja a następnie demodulacja wokół rezonansu zazębienia pozwala jednoznacznie stwierdzić wystąpienie uszkodzenia lokalnego.

2.6. Określanie zakresu częstotliwości przez kurtozę widmową

Zastosowanie kurtozy widmowej w poszukiwaniu optymalnego pasma w demodulacji zaproponowali Randall i Antoni [25, 26]. Metoda ta polega na analizie „impulsowości” sygnału na podstawie mapy czasowo-częstotliwościowej. Wadą tej metody jest trudność w wyznaczaniu mapy czasowo-częstotliwościowej oraz zależność uzyskiwanych wyników w funkcji przyjętej rozdzielczości (rys 15).



Rys. 14. Mapy czasowo-częstotliwościowe dla różnej rozdzielczości analizy ($N=256$, $N=512$, $N=1024$)



Rys. 15. Zależność wyniku kurtozy widmowej od przyjętej rozdzielczości STFT (por rys. 14)

3. OPTYMALNY ZAKRES CZĘSTOTLIWOŚCI - DEFINICJA

W wielu pracach jako miarę występowania uszkodzenia przyjmuje się parametr statystyczny procesu określany mianem kurtozy. Kurtoza dla sygnału będącego w przybliżeniu procesem gausowskim przyjmuje wartość równą 3, dla sygnału zawierającego informację o uszkodzeniu lokalnym kurtoza zwiększa swoją wartość. Autorzy postanowili zbudować obiektywne kryterium oceny bazując na kurtozie wyznaczanej z odfiltrowanego sygnału drganiowego. Parametry filtru dobierane są adaptacyjnie tak, aby uzyskać maksymalną wartość kurtozy. Idea tego kryterium polega na wykstrahowaniu informacji o uszkodzeniu reprezentowanej przez sygnał impulsowy. Czym bardziej impulsowy charakter sygnału tym łatwiej wykryć uszkodzenie lokalne.

Problem separacji informacji użytkowej od informacji o charakterze zakłóceń dla zadanego problemu, czyli w tym przypadku kwestia doboru pasma użytego w demodulacji zarówno w sensie położenia jak i szerokości jest niezwykle istotnym aspektem diagnostyki. O potrzebie zdefiniowania optymalnego zakresu pasma pisze między innymi Radkowski [7].

Kryterium zostało zdefiniowane następująco:

$$FC(f_L, f_U) = \max(Kurtosis(F_{f_L}^{f_U}(S(t))))$$

gdzie:

FC oznacza funkcję celu w procedurze optymalizacji polegającej na poszukiwaniu częstotliwości granicznych filtru pasmowo-przepustowego, który zapewni maksymalną wartość kurtozy dla przetworzonego sygnału.

$S(t)$ nieprzetworzony sygnał drganiowy

f_L, f_U odpowiednio dolna i górna częstotliwość graniczna filtru pasmowo-przepustowego

$F_{f_L}^{f_U}$ operator filtracji w zakresie f_L, f_U

Kurtosis – kurtoza

Procedurę tę można łatwo zmodyfikować tak aby wartość kurtozy obliczana była nie bezpośrednio z odfiltrowanego sygnału lecz z obwiedni sygnału (por rys. 8 i 9). Na potrzeby tej pracy testowano obie wersje kryterium.

4. PROCEDURA POSZUKIWANIA OPTYMALNEGO PASMA

W ramach pracy opracowano procedurę wykorzystującą opisane powyżej kryterium do wyszukiwania optymalnego (w sensie maksymalnej kurtozy) zakresu częstotliwościowego. Procedura jest dwuetapowa – pierwszy etap służy do wyznaczenia wartości kurtozy dla różnych kombinacji częstotliwości granicznych.

Etap drugi polega na selekcji takich parametrów filtracji aby wartość kurtozy odfiltrowanego sygnału była maksymalna. Jako efekt na wyjściu procedury uzyskujemy optymalnie (w sensie zdefiniowanego kryterium) przefiltrowany sygnał z wyznaczoną wartością kurtozy.

Zaproponowane obiektywne kryterium oparte na kurtozie umożliwia porównanie wyników demodulacji dla różnych zakresów częstotliwości, dla różnych punktów pomiarowych czy warunków eksploatacyjnych.

5. PRZYKŁADOWE WYNIKI

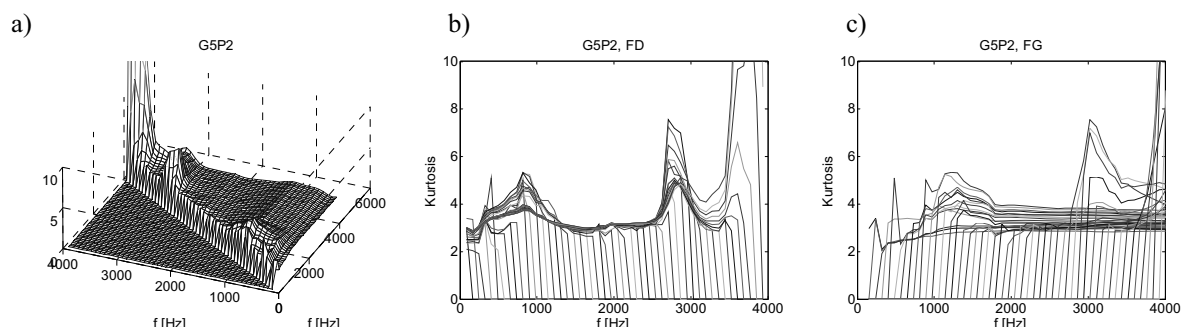
Na rys. 16 zaprezentowano wyniki analiz dla punktów pomiarowych nr 2 i nr 4.

Na rys. 16a przedstawiono mapę będącą trójwymiarowym rozkładem funkcji celu - wartości kurtozy jako funkcji dwóch zmiennych – częstotliwości granicznych filtru. Wyraźnie widoczne maksima lokalne funkcji celu świadczą o występowaniu kilku interesujących diagnostycznie zakresów częstotliwości. Rys. 16b i c przedstawiają przekroje trójwymiarowej mapy.

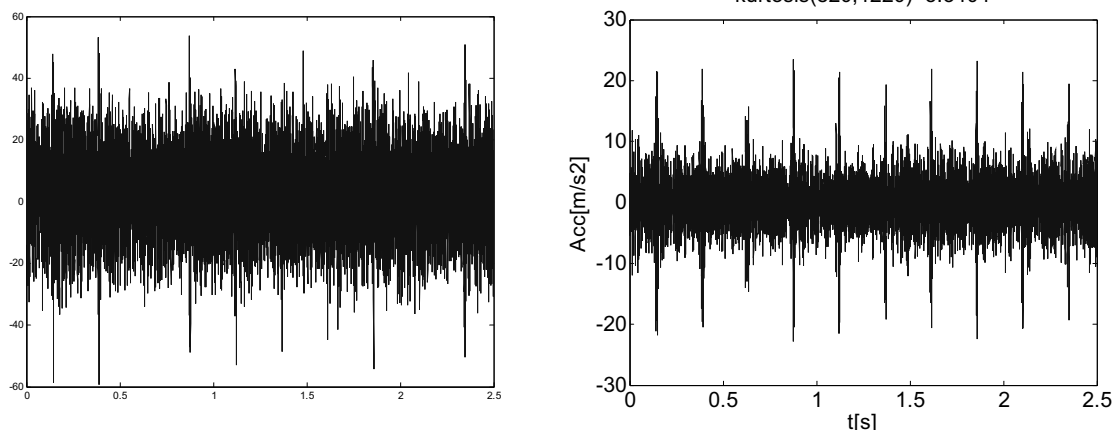
Na rys. 18 przedstawiono wyniki procedury dla punktu pomiarowego nr 4. Ponownie zidentyfikowano zakresy częstotliwości z wyraźnie wyższą kurtozą.

Istnienie takich zakresów potwierdzają także prace prowadzone przez zespół prof. Wilka [9]. Wykorzystanie do poszukiwania obszarów rezonansowych naturalnie wzmacniających informację diagnostyczną metodami analizy modalnej jest alternatywną procedurą do zaproponowanej w tej pracy. Wymaga to oczywiście prowadzenia dalszych badań.

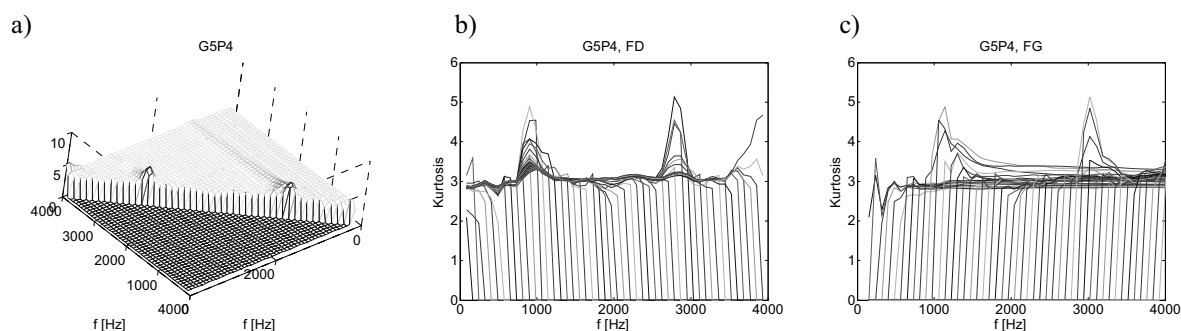
Dla porównania pokazano także sygnały nieprzetworzone i optymalnie przefiltrowane dla punktu 2 i punktu 4 tej samej przekładni pracującej w podobnych warunkach (rys. 18, 19). Pomiar był zrealizowany w możliwie minimalnym odstępnie czasowym.



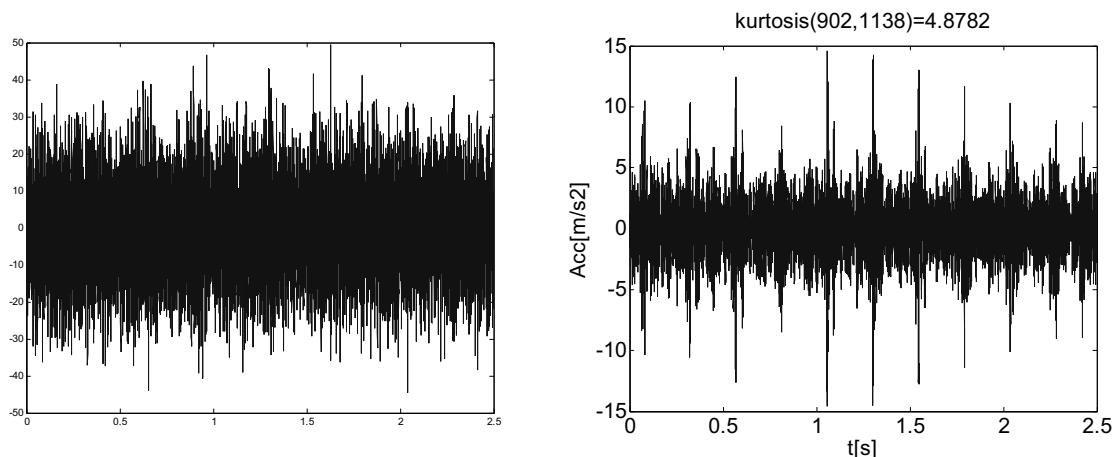
Rys. 16. Rozkład wartości kurtozy (dla punktu 2) jako funkcji częstotliwości granicznych filtru b) przekrój dla dolnej częstotliwości granicznej c) przekrój dla górnej częstotliwości granicznej
kurtosis(820,1220)=5.3404



Rys. 17. Sygnał nieprzetworzony i sygnał optymalnie odfiltrowany dla punktu 2



Rys. 18. Rozkład wartości kurtozy (dla punktu 4) jako funkcji częstotliwości granicznych filtru b) przekrój dla dolnej częstotliwości granicznej c) przekrój dla górnej częstotliwości granicznej



Rys. 19. Sygnał dla punktu 4 nieprzetworzony i sygnał optymalnie odfiltrowany

Jak łatwo zauważyć dla sygnału z punktu 2 widoczne są pojawiające się okresowo impulsy świadczące o uszkodzeniu. Na podstawie nieprzetworzonego sygnału z punktu 4 stwierdzenie wystąpienia uszkodzenia lokalnego jest niemożliwe. Zastosowanie zaproponowanej procedury pozwoliło z łatwością stwierdzić występowanie uszkodzenia.

Na rys. 8 zestawiono wyniki demodulacji (wartości kurtozy) dla harmonicznych h1-h5 oraz dla optymalnego procesu filtracji (oznaczonej jako opt) w dwóch wariantach – dla kurtozy wyznaczanej bezpośrednio z odfiltrowanego sygnału oraz dla obwiedni z odfiltrowanego sygnału.

Zwłaszcza w tym drugim wariancie poprawa jest zadowalająca.

Praca ma charakter rozpoznawczy, uzyskane wyniki są bardzo obiecujące i pozwalają postawić tezę o konieczności kontynuowania badań w tym zakresie.

6. WNIOSKI

W pracy skrótkowo przedstawiono stan wiedzy dotyczący wykrywania uszkodzeń lokalnych w przekładniach zębatych z wykorzystaniem metod demodulacyjnych. Zaproponowano procedurę optymalizacji przetwarzania, jako kryterium przyjęto kurtozę wyznaczaną bezpośrednio dla odfiltrowanego sygnału bądź dla obwiedni. Wykazano znaczną poprawę skuteczności detekcji uszkodzenia lokalnego.

Zaproponowane obiektywne kryterium oparte na kurtozie umożliwia porównanie wyników demodulacji dla różnych zakresów częstotliwości, dla różnych punktów pomiarowych czy warunków eksploatacyjnych.

Wybór pasma do demodulacji czy punktu pomiarowego oparty na zaproponowanej metodzie jest obiektywny i łatwy do zautomatyzowania.

Praca naukowa finansowana ze środków Komitetu Badań Naukowych w latach 2005- 2008 jako projekt badawczy.

LITERATURA

- [1] Randall R. B. *A new method of modeling gear faults*. 1982 Journal of Mechanical Design 104, 259–267.
- [2] Bartelmus W. Zimroz R. Hrynyszyn S. *Diagnostyka uszkodzeń lokalnych na podstawie sygnału drgań w maszynach górniczych*. Górnictwo Odkrywkowe.
- [3] Bartelmus W. Zimroz R. *Real and Simulated Vibration Signal Analysis for Fault Detection of Double Stage Gearboxes*. COMADEM 2002. Proceedings of the 15th international congress.
- [4] Bartelmus W. *Computer aided multistage gearbox diagnostic inference by computer simulation*, Scientific papers of the Institute of Mining of the Wrocław University of Technology 2002
- [5] Szabatin J. *Teoria sygnałów* WkiŁ wyd 2 Warszawa 1990
- [6] Bartelmus W. Zimroz R. Hrynyszyn S. *Identyfikacja warunków eksploatacyjnych na potrzeby diagnostyki przekładni planetarnej do napędu koła czerpakowego* XXXIII Ogólnopolskie Sympozjum Diagnostyka Maszyn, Węgierska Górka 2006.
- [7] Radkowski S. *Wibroakustyczna Diagnostyka Uszkodzeń niskoenergetycznych* Wyd ITE Radom 2002.
- [8] Bartelmus W. Zimroz R. *Wady i zalety analiz: cepstrum, widmo obwiedni i bispectrum w diagnostyce wielostopniowych przekładni zębatych*. 3rd International Congress of Technical Diagnostics. Diagnostics '2004. Poznań.
- [9] Figlus T., Wilk A. *Zastosowanie analizy modalnej do diagnozowania uszkodzeń i zużycia kół zębatych* XXXIII Ogólnopolskie Sympozjum Diagnostyka Maszyn Węgierska Górka 2006.
- [10] Jasinski M., Radkowski S. *Wykorzystanie analizy składowych głównych oraz rozkładów czasowo-częstotliwościowych w diagnostyce przekładni zębatych* XXXIII ogólnopolskie sympozjum Diagnostyka Maszyn Węgierska Górka 2006.
- [11] Cempel C. Staszewski W. *Use of the signal demodulation* Zagadnienia Eksploatacji Maszyn z.4/84/, 1990 1990 str., 505-517.
- [12] Mączak J. *Wykorzystanie zjawiska modulacji sygnału wibroakustycznego w diagnozowaniu przekładni o zębach śrubowych*. Rozprawa doktorska Politechnika Warszawska 1998.
- [13] Randall B. *Frequency Analysis*, Published by Bruel&Kjaer 1987.
- [14] McFadden P. D. *Detecting fatigue Cracks in gears by amplitude and Phase demodulation of the meshing vibration*. Journal of Vibration, Acoustic, Stress and Reliability in Design vol 108 April 1986 s165-170.
- [15] Ma J. and Li C.J. *Gear defect detection through model-based wideband demodulation of vibrations* Mechanical Systems and Signal Processing (1996) 10(5) pp653-665.
- [16] Brie D., Tomczak M., Oehlmann H., Richard A.. *Gear Crack Detection By Adaptive Amplitude And Phase Demodulation*. Mechanical Systems and Signal Processing, v 11, n 1, January, 1997, p149-167.
- [17] Ho D., Randall R.B., *Optimization of bearing diagnostic techniques using simulated and actual bearing fault signals*, Mechanical Systems and Signal Processing 14 (5) (2000) 763–788.
- [18] Wang W. *Early detection of gear tooth cracking using resonance demodulation technique*. Mechanical Systems and Signal Processing 2001 15(5) 887-903.
- [19] Bartelmus W. Zimroz R., *Advantages and disadvantages of using cepstrum, envelope spectrum and bispectrum for multistage gearbox diagnostic*. 3rd International Congress of

- Technical Diagnostics. Diagnostics '2004. Poznań, Diagnostyka 30/2004.
- [20] Bartelmus W. *Diagnostyka Maszyn Górniczych Górn. Odkryw.* Wyd. Śląsk 1998
- [21] Bartelmus W. *Mathematical Modeling and Computer Simulations as an Aid to Gearbox Diagnostics.* Mechanical Systems and Signal Processing 2001 Vol.15, nr5, s. 855-871.
- [22] Zimroz R. *Metoda diagnostyki wielostopniowych przekładni zębatych w układach napędowych przenośników taśmowych z zastosowaniem modelowania.* Rozprawa doktorska Politechnika Wrocławska Wrocław 2002.
- [23] Gelman L. M., Kripak D. A., Fedorov V. V., and Udovenko L.N. *Condition monitoring diagnosis methods of helicopter units.* Mechanical Systems and Signal Processing 14(4), 613-624, 2000.
- [24] Gelman L. Zimroz R. et al *Adaptive vibration condition monitoring technology for local tooth damage in gearboxes* Conference on Condition Monitoring, King's College, Cambridge 2005, reprinted in Insight.
- [25] Antoni J., Randall R. B. *The spectral kurtosis: application to the vibratory surveillance and diagnostics of rotating machines* MSSP 2005
- [26] Antoni J., *The spectral Kurtosis: a useful toll for characterizing nonstationary signals,* Mechanical Systems and Signal Processing, in press.



Prof. dr hab. inż. Walter BARTELMUS, specjalista z zakresu eksploatacji, dynamiki i diagnostyki maszyn. Autor około 150 publikacji w tym jednej książki oraz współautor trzech monografii. Pracownik Politechniki Śląskiej (1967-1980) Instytutu Górnictwa Odkrywkowego, Wrocław (1980-1993), Politechniki Wrocławskiej (od 1994). Stypendia i wykłady: Polytechnic of Central London, Swansea University College, Southampton Institute Systems Engineering Research Center, Gunma University, Laboratoire d'Analyse des Signaux & des Processus Industriels. Wykłady na zaproszenia i w ramach programu Sokrates-Erasmus: Vaxjo University, Lulea University, Compiegne UTC, Cranfield University.



Dr inż. Radosław ZIMROZ, absolwent Akustyki Wydziału Elektroniki PWr 1998, doktorat na Wydziale Górniczym PWr 2002 (z wyróżnieniem). Od 1998 w Zakładzie Systemów Maszynowych IG PWr. Staż naukowy (9 miesięcy) w Cranfield University, (SOE/PASE/AMAC). Zainteresowania z zakresu modelowania i diagnostyki przekładni zębatych, przetwarzania sygnałów drganiowych, zastosowania metod sztucznej inteligencji w diagnostyce maszyn, systemów monitorowania i diagnozowania drgań.

IDENTYFIKACJA WARUNKÓW EKSPLOATACYJNYCH NA POTRZEBY DIAGNOSTYKI PRZEKŁADNI PLANETARNEJ DO NAPĘDU KOŁA CZERPAKOWEGO

Walter BARTELMUS, Radosław ZIMROZ

Badawcze Laboratorium Diagnostyki i Wibroakustyki
Pl. Teatralny 2, 50-051 Wrocław {walter.bartelmus,radoslaw.zimroz}@pwr.wroc.pl

Streszczenie

Niniejsza praca stanowi kontynuację rozpoznania problemu diagnostycznego i określenia właściwości sygnałów diagnostycznych generowanych przez przekładnię planetarną będącą elementem układu napędowego koła czerpakowego w koparce kołowej pracującej w polskim przemyśle wydobywczym. Obiekt diagnozowania wyposażony jest w nowoczesny, skomplikowany, wielokanałowy system diagnostyczny pracujący w trybie on-line z możliwością sterowania i diagnozowania przez Internet. Z diagnostycznego punktu widzenia system nie spełnia oczekiwań użytkowników. Jest to związane z jego złożonością (wymaga wykwalifikowanych służb do zarządzania systemem, interpretacji wyników itp.) oraz wyjątkowo trudnymi warunkami eksploatacyjnymi, w jakich pracuje koparka. Zauważono, że w czasie pracy systemu diagnostycznego dochodzi w pewnych przypadkach do generowania tzw. fałszywych alarmów – czyli zostaje wygenerowana informacja o przekroczeniu progów alarmowych świadczących o wystąpieniu uszkodzenia – mimo, że obiekt jest nadal w dobrym stanie technicznym. Wydaje się uzasadnione powiązanie faktu generowania fałszywych alarmów z warunkami eksploatacyjnymi, w jakich pracuje maszyna (a ściślej warunkami urabiania organu urabiającego). Z punktu widzenia diagnostyki jest to analiza wpływu czynnika eksploatacyjnego, który wpływa na postać sygnału diagnostycznego. W pracy wykazano zmienny charakter obciążenia przekładni (zmiennosc zgodna z teoretycznym przebiegiem obciążenia koła czerpakowego) i wpływ tej zmienności na postać sygnału diagnostycznego (zmiennosc amplitudy i struktury częstotliwościowej widma).

Słowa kluczowe: diagnozowanie, zmienne obciążenia, przekładnia planetarna.

IDENTIFICATION OF OPERATION FACTORS FOR PLANETARY GEARBOX DIAGNOSTICS USED IN BUCKET WHEEL EXCAVATOR

Summary

The paper gives continuation of introductory problem recognition of vibration signal properties generated by planetary gearbox that is the part of the driving system of a bucket wheel excavator used in the polish extractive industry. The object is diagnosed is by a modern elaborate multi-channel diagnostic system that work on-line with possibility to control and diagnosing by an Internet. From diagnostic point of view the does not fulfill its user expectations. It is related with system complexity and user qualification to manage it, and result interpretation, and hard digging condition of a bucket wheel excavator. It have been noticed at some condition the diagnostic system generates false alarms – its generated the information about limit exceeding that should give evidence on driving system faults but actually the planetary gearbox is in good condition. It seems to be that false alarms are related to exploration condition of a bucket wheel. From diagnostic point of view it is a diagnostic factor which is connected with outer load variability which have influence the diagnostic signal and the diagnostic signal analysis way. In the paper has shown that the identified load variability is compatible with theoretical one and it has influence on diagnostic signal (its amplitudes and a spectrum frequency composition).

Keywords: condition monitoring, varying load, planetary gearbox.

1. WPROWADZENIE

Niniejsza praca stanowi kontynuację (por. z pracami [1] oraz [2] i [3]) wstępnego rozpoznania problemu diagnostycznego i określenia właściwości sygnałów diagnostycznych generowanych przez przekładnię planetarną będącą elementem układu napędowego koła czerpakowego w koparce kołowej

pracującej w polskim przemyśle wydobywczym. Obiekt diagnozowania wyposażony jest w nowoczesny, wielokanałowy system diagnostyczny pracujący w trybie on-line, jednakże złożoność problemu (wielostopniowa przekładnia ze stopniem planetarnym pracująca w zmiennych warunkach obciążenia) powoduje generowanie tzw. fałszywych alarmów.

Wydaje się uzasadnione powiązanie tego faktu z warunkami eksploatacyjnymi, w jakich pracuje maszyna (a ściślej z warunkami urabiania organu urabiającego). Jak wykazano w [5] w celu opracowania odpowiedniej metody diagnostycznej wymagana jest analiza wpływu różnych czynników mających wpływ na sygnał drganiowy. Istotnymi czynnikami wpływającymi na sygnał drganiowy są czynniki eksploatacyjne określone przez zmiany obciążenia zewnętrznego przekładni i związane nimi zmiany prędkości obrotowych. Złożoność czynników [5, 6] wpływających na zmienność obciążenia wymaga identyfikacji postaci zmian obciążenia. Przedmiotem tej pracy jest identyfikacja tych zmian, które wynikają z warunków eksploatacji. Warunki eksploatacji określone są rodzajem eksploatowanego nadkładu lub węgla. Znając zmienność obciążenia i jego wpływ na sygnał drganiowy można dobrać odpowiednie sposoby przetwarzania sygnału drganiowego w celu opracowania diagnostycznej metody oceny stanu przekładni napędu koła czerpakowego z przekładnią planetarną.

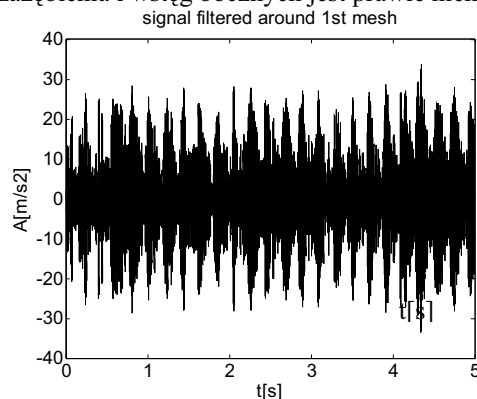
Już w 1982 Randall [4] podał, że zmiany obciążenia mają wpływ na postać sygnału drganiowego. Dodatkowo pokazał, że okresowo zmienne obciążenie powoduje powstawanie modulacji amplitudowej (AM) i w konsekwencji wstęg bocznych wokół częstotliwości zazębienia. Jest to efekt czynnika konstrukcyjnego wynikający ze zmieniającego się ugięcia i odkształcenia zębów. Autorzy bazując na tej informacji chcą wykorzystać metody przetwarzania sygnałów do oceny warunków eksploatacyjnych. Teoretyczna postać przebiegu obciążenia jest znana między innymi z prac Bartelmusa [5] czy Szepietowskiego [6]. Przez zastosowanie technik przetwarzania sygnałów autorzy zamierzają wykazać, na ile jest zgodny rzeczywisty przebieg zmienności obciążenia z przyjmowanymi przebiegami teoretycznymi lub uzyskanymi bezpośrednimi metodami pomiaru. Należy również wykazać czy zmienność obciążenia znacząco wpływają na postać sygnału i nie można tego wpływu pominąć, aby dobrać prawidłową metodę diagnostyki stanu przekładni zębatej.

2. WSTĘPNA ANALIZA SYGNAŁÓW

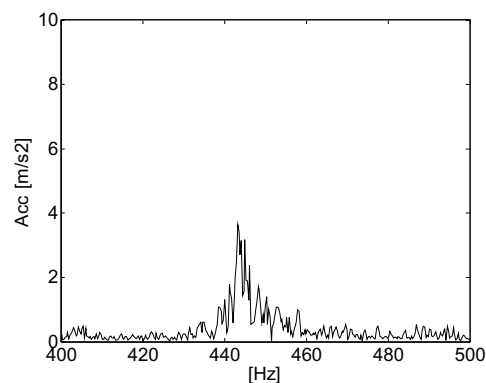
Autorzy przeanalizowali dostępne techniki przetwarzania sygnałów dla tak definiowanego problemu i wydaje się, że należy zastosować metody bazujące na obwiedni – metodzie analizy zalecanej dla sygnałów niestacjonarnych [7, 15, 19, 20, 21, 23] oraz metody czasowo-częstotliwościowe [9, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18]. Uzasadnienie i szerszy przegląd literatury można znaleźć w [33].

Ze względu na zmienne obciążenie a co za tym idzie zmienną prędkość obrotową na wejściu układu analiza struktury częstotliwościowej za pomocą widma sygnału jest niemożliwa. Na rys. 1 pokazano sygnał drganiowy po filtracji pasmowo przepustowej

wokół częstotliwości zazębienia – widoczna jest głęboka modulacja amplitudowa sygnału. Odpowiednikiem takiego stanu w dziedzinie częstotliwości powinny być wstęgi boczne wokół częstotliwości zazębienia. Jak pokazano na rys. 2 identyfikacja składowych o częstotliwościach: zazębienia i wstęg bocznych jest prawie niemożliwa.

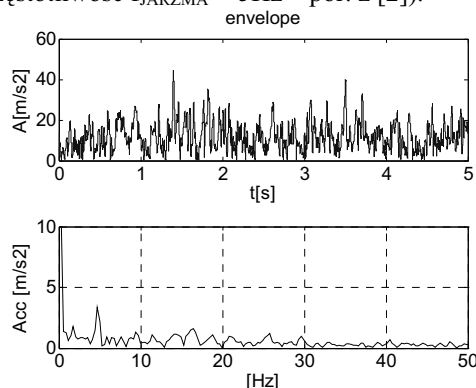


Rys. 1. Sygnał odfiltrowany ($f_{\text{ZAZĘBIENIA}} \pm \Delta f$)



Rys. 2. Fragment widma w analizowanym zakresie częstotliwości dla sygnału z rys. 1

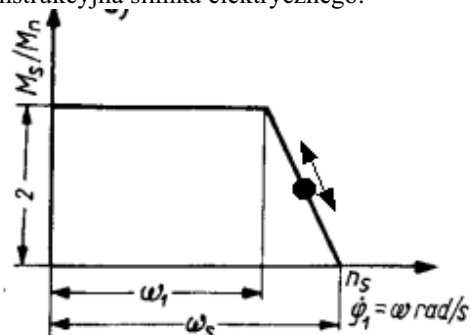
Demodulacja odfiltrowanego sygnału precyzyjnie identyfikuje przyczynę modulacji, którą w tym przypadku jest nieprawidłowa praca jarzma (częstotliwość $f_{\text{JARZMA}} \approx 5\text{Hz}$ – por. z [2]).



Rys. 3. Obwiednia i widmo obwiedni dla sygnału odfiltrowanego

Tak jak przewidywano kłopoty z identyfikacją prążków w widmie są spowodowane zmianami (fluktuacją) prędkości obrotowej na wejściu układu napędowego, czyli zmiana punktu pracy silnika

wywołaną zmianami obciążenia - jest to cecha konstrukcyjna silnika elektrycznego.

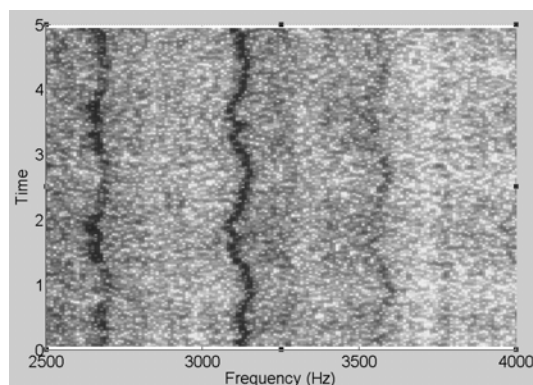


Rys. 4. Charakterystyka silnika

W celu potwierdzenia tej hipotezy zastosowano czasowo-częstotliwościowe metody analizy sygnałów. Aby uwzględnić wpływ obciążenia należy podać analizie przynajmniej 1.5 okresu związanego z cyklem obciążenia. Cykl obciążenia wyznaczono na podstawie parametrów ruchowych koła czepakowego oraz liczby czepaków zamocowanych na kole i trwa on $T_{\text{CZERPAKA}} = 1,8[s]$ [3]. Do analizy przyjęto czas trwania sygnału $T_{\text{max}} = 5[s] \approx 2,67 T_{\text{CZERPAKA}}$.

Na rysunku 5 pokazano mapę czasowo-częstotliwościową. Pionowe linie oznaczają harmoniczne zazębienia. Łatwo zauważyć fluktuację chwilowej prędkości wokół częstotliwości nominalnej (czarne przerywane linie pionowe).

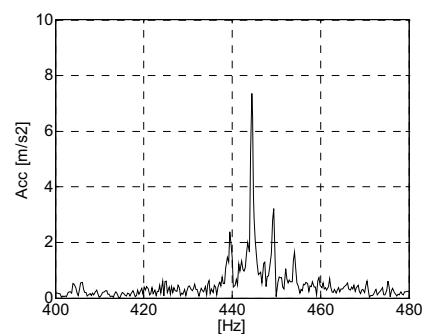
Dla porównania zestawiono widma sygnału dla dwóch przypadków: braku zmienności obciążenia i zmiennego obciążenia (rys. 6).



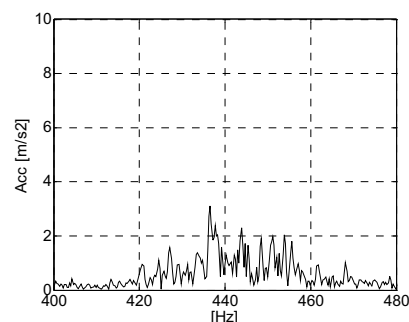
Rys. 5. Mapa czasowo-częstotliwościowa dla sygnału z przekładni 1 - fragment obejmujący harmoniczne 6-8

Praca przekładni w zmiennych warunkach obciążenia jest zagadnieniem niezwykle ważnym i w ostatnich latach poświęcono jej kilka ważnych prac. Tematyką tą zajmowali się między innymi autorzy prac [24, 25, 26, 27, 28, 29, 30, 31, 32, 33].

a)



b)



Rys. 6. Porównanie widm dla przekładni 1 a) fluktuacja prędkości i brak możliwości detekcji składowych b) brak fluktuacji – widoczne składowe częstotliwość zazębienia i wstęgi boczne

Generalnie większość prac skupia się na procedurach eliminowania wpływu zmian obciążenia na sygnał drganiowy poprzez:

- demodulację i normalizację sygnału drganiowego [24,25]
- zaawansowane metody przetwarzania sygnału (czas-częst. [28][30], czas-quefreny [29], bispectrum [22])
- zaawansowane metody przetwarzanie cech – skalowanie [31], również z wykorzystaniem metod AI [32]

Niektórzy autorzy jako rozwiązanie problemu przetwarzania sygnału rejestrowanego w warunkach zmiennego obciążenia proponują przepróbkowanie sygnału do dziedziny kąta [34]. Jak wykazano w pracy [33] zmienne obciążenie powoduje zarówno efekt rozmywania widma (co można wyeliminować stosując proponowaną technikę) jak również wpływa na amplitudy prążków (różne ugięcia zębów dla różnych wartości obciążenia oraz ewentualny wpływ obudowy). W ramach tej pracy ograniczono się do badania wpływu zmienności obciążenia na zmianę amplitudy sygnału drganiowego. Wydaje się, że pełna analiza diagnostyczna powinna uwzględniać zarówno efekty modulacji amplitudowej jak i częstotliwościowej. Prace w tym kierunku są obecnie prowadzone przez autorów.

3. PROCEDURA EKSTRAKЦИИ INFORMACJI O OBCIĄŻENIU NA BAZIE ANALIZY SYGNAŁU DRGANIOWEGO

Do pozyskania informacji o obciążeniu zdecydowano wykorzystać metodę demodulacji amplitudowej. Analizy przeprowadzono wg następującej procedury:

FOR i=1 to 10

 filtruj wokół i-tej harmonicznej

 wyznacz obwiednię

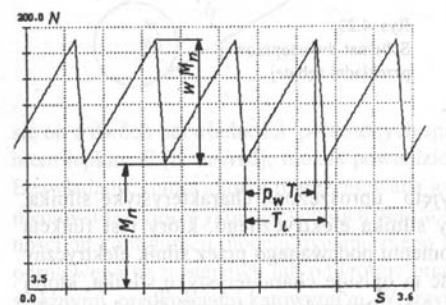
 odseparuj modulacje pochodzące od obciążenia

END

Zwykle w przekładniach zębatych analizuje się do 5 składowych harmonicznych. W badanych sygnałach stwierdzono występowanie większej liczby harmonicznych (np. 8) o dużych amplitudach (zwłaszcza harmoniczne 6-8), więc badania przeprowadzono dla większej liczby składowych.

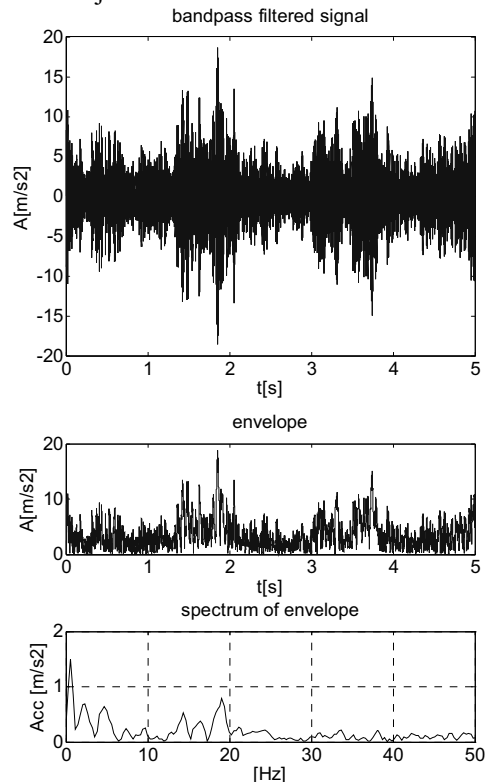
Z badań prowadzonych przez Szepietowskiego [6] wynika, że zmiany obciążenia zależą od wielu czynników. Przebieg zmienności wynika z technologii pracy koła czerpakowego (prędkości obrotowej koła, ilości czerpaków, rodzaju gruntu, występowania wtrąceń o znacznie różniących się parametrach np. kamień). Na podstawie analizy zmian obciążenia (rys. 8-10) zaproponowano model zmian obciążenia pokazany na rys. 7. Przyjęty model [5] nieco odbiega od przebiegów obciążeń rejestrowanych na rzeczywistych obiektach, ale jest łatwy do oprogramowania i do analizy jakościowej opartej na sygnałach syntetycznych jest wystarczający.

Okazało się, że oprócz przewidywanych modulacji związanych z obciążeniem w wielu sygnałach dla trzech różnych przekładni wykryto także modulację pochodzącą od jarzma (wspomnianą już wcześniej w pracy). Cechy konstrukcyjne jarzma należy traktować jako podstawowe, z których wynika prawidłowość pracy jarzma. W opracowywanej metodzie diagnostycznej należy uwzględnić sposób oceny jego pracy.

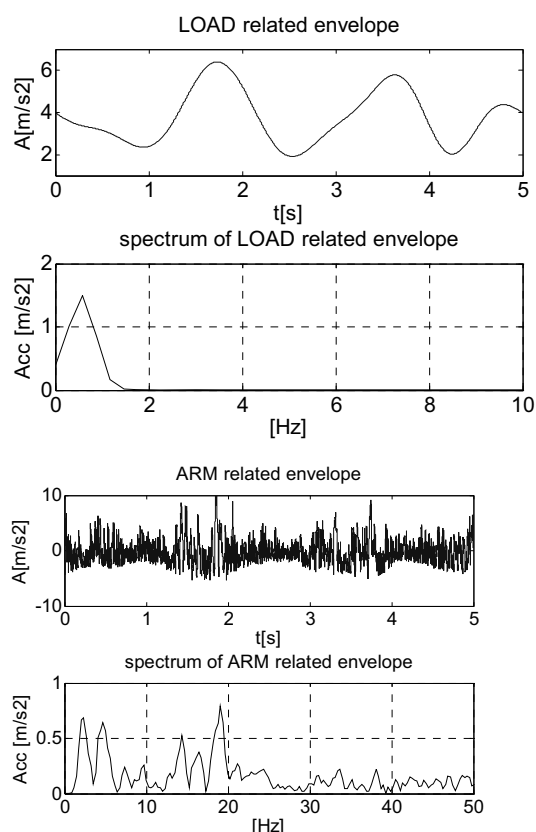


Rys. 7. Widok koła czerpakowego i teoretyczny kształt zmian obciążenia

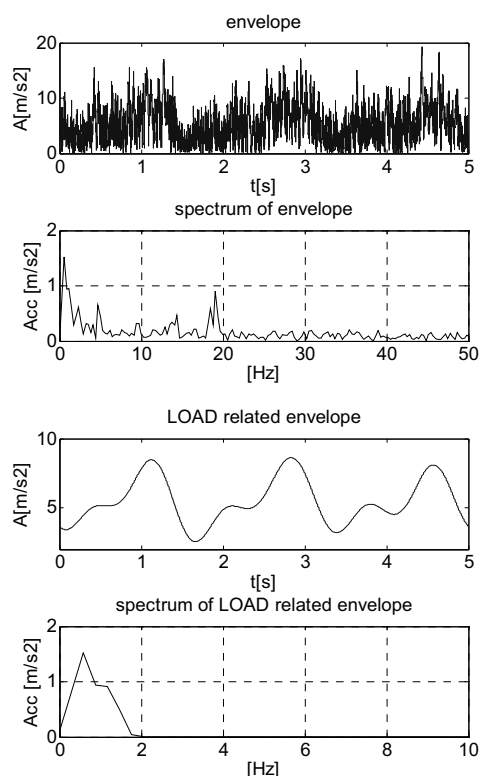
W celu normalizacji sygnału drganiowego, która jest wymagana do dalszego przetwarzania i diagnozowania [24] należy odseparować tę część sygnału modulującego, która odpowiada za zmiany obciążenia i tylko taki sygnał może być użyty do normalizacji.



Rys. 8. Odfiltrowany przebieg czasowy (rys. a) obwiednia (rys. b) i widmo obwiedni (rys. c)



Rys. 9. Odseparowane modulacje pochodzące od zmian obciążenia (a) obwiednia, b) widmo obwiedni) i nieprawidłowej pracy jarzma (c) obwiednia, d) widmo obwiedni)

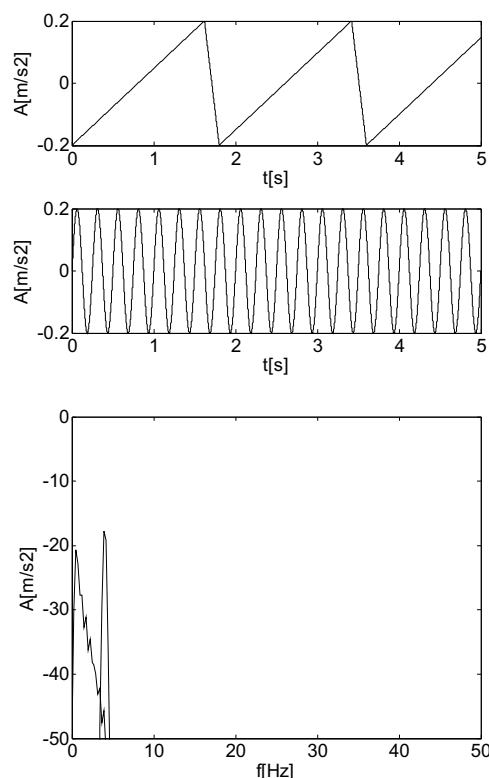


Rys. 10. Obwiednia i widmo obwiedni przed separacją (rys. a, b) oraz wyekstrahowana część obwiedni związana z obciążeniem (rys. c, d)

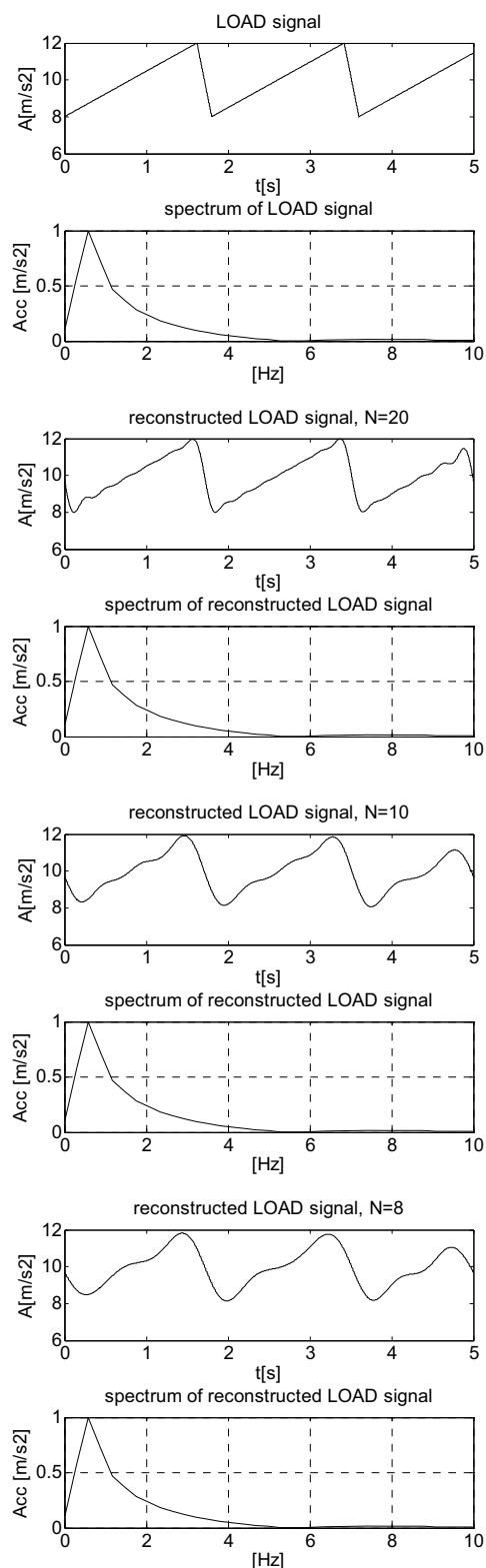
4. EKSTRAKCYJA INFORMACJI Z SYGNAŁU OBWIEDNI

Ekstrakcja informacji z sygnału obwiedni (separacja źródeł modulacji) polega na zastosowaniu filtracji dolno przepustowej (do odseparowania sygnału związanego z obciążeniem) bądź górno przepustowej (do odseparowania sygnału związanego z nieprawidłową pracą jarzma) do sygnału obwiedni uzyskanej z demodulacji. Ze względu na niewielkie różnice w częstotliwości zmian obciążenia i pracy jarzma oraz charakter przebiegu zmian obciążenia (sygnał niesinusoidalny obejmuje pasmo o pewnej szerokości zobacz rys. 11b) podczas separacji nie jest możliwe wyekstrahowanie pełnej informacji dotyczącej obciążenia. Na rysunkach 12a-d przedstawiono wpływ liczby próbek użytych do filtracji z wykorzystaniem zerowania FFT. Czym większa liczba próbek w FFT użyta jest w procesie rekonstrukcji sygnału – tym lepiej rekonstruowany jest sygnał będący źródłem modulacji AM pochodzącej od zmian obciążenia.

Zdaniem autorów między innymi tym faktem można tłumaczyć odstępstwa rzeczywistych sygnałów obwiedni od teoretycznych przebiegów obciążenia. Nie do pominięcia są również czynniki wynikające wprost ze sposobu prowadzenia eksploatacji górniczej (sterowania procesem urabiania).



Rys. 11. Przebiegi czasowe stanowiące sygnały modulujące: zmiany obciążenia (0.55Hz) i nieprawidłową pracę jarzma (4Hz) i widmo sumy tych sygnałów



Rys. 12. Wpływ liczby próbek na postać rekonstruowanego sygnału obwiedni związanej z obciążeniem a) 180 próbek – idealna rekonstrukcja, b) 20 próbek c) 10 próbek d) 8 próbek – wyraźne różnice w przebiegu sygnału w porównaniu z wzorcowym sygnałem

5. WNIOSKI

W pracy przedstawiono wyniki prac identyfikujących charakter zmienności obciążenia i jego wpływ na postać drganiowych sygnałów diagnostycznych. Wykazano wyraźny wpływ zmian obciążenia na wartość sygnału. Na zmienność obciążenia wpływa przede wszystkim cykliczny charakter pracy koła czepakowego (czynniki deterministyczny) i zmiany właściwości urabianego materiału (czynniki losowy) oraz sposób sterowania procesem urabiania.

Charakter wyodrębnionego sygnału związanego ze zmianami obciążenia jest zgodny z rozważaniami teoretycznymi oraz pracami eksperymentalnymi.

W analizowanych sygnałach zidentyfikowano także symptomy nieprawidłowej pracy jarzma. Ze względu na niewielkie różnice w częstotliwościach zmian obciążenia i pracy jarzma fakt ten utrudnia w pełni poprawne odseparowanie informacji o obciążeniu w celu dalszego przetwarzania sygnałów (normalizacji sygnału drganiowego).

Cykliczność zmian obciążenia wywołuje także cykliczne zmiany prędkości obrotowej, co praktycznie uniemożliwia stosowanie metod widmowych – na widmie uzyskuje się efekt rozmycia energii prążków.

Na obecnym poziomie znajomości problemu należy stwierdzić, że sygnały drganiowe rejestrowane z badanych obiektów są na tyle niestacjonarne, że metody analizy, które mogą być wykorzystane to analiza obwiedni i metody czasowo częstotliwościowe.

Te ostatnie – zwłaszcza zawansowane o bardzo dobrej rozdzielczości w dziedzinie czasu i częstotliwości – mogą się okazać kłopotliwe w użyciu ze względu na długi czas cyklu wymaganego do analizy i złożoność obliczeniową.

Praca naukowa finansowana ze środków Komitetu Badań Naukowych w latach 2005- 2008 jako projekt badawczy.

2. LITERATURA

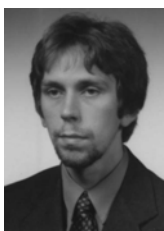
- [1] Hrynyszyn S.: *Wstęp do diagnostyki przekładni obiegowych napędu głównego koła Czerpakowego Koparki Schrs 4600 x 50*, V Krajowa Konferencja Diagnostyka Techniczna Urządzeń i Systemów ustroń 13-17 XI 2003.
- [2] Bartelmus W. Zimroz R., Sawicki W. Hrynyszyn S.: *Diagnostyka przekładni planetarnych* Ogólnopolska Konferencja Diagnostyka Maszyn Węgierska Górka 2005.
- [3] Bartelmus W. Zimroz R.: *Planetary gearbox vibration signal analysis for condition monitoring* COMADEM Conference Cranfield 2005.
- [4] Randall R. B.: *A new method of modeling gear faults*. 1982 Journal of Mechanical Design 104, 259–267.

- [5] Bartelmus W.: *Diagnostyka Maszyn Górnictwa Odkrywkowe* wyd. Śląsk 2000.
- [6] Szepletowski M. *Model obciążenia obwodowego koła czepakowego w badaniach symulacyjnych napędu koła* IV Międzynarodowa Konferencja Techniki Urabiania TUR 2005.
- [7] Radkowski S. *Wibroakustyczna Diagnostyka Uszkodzeń niskoenergetycznych* Wyd. ITE Radom 2002.
- [9] Safizadeh M.S., Lakis A.A., Thomas M. *Using Short-Time Fourier Transforms in Machinery Fault Diagnosis* International Journal of Comadem (2000) 3(1) pp5-16.
- [10] Baydar N., Ball A., *A comparative study of acoustic and vibration signals in detection of gear failures using Wigner-Ville distribution*, MSSP 2001 15(6) pp 1091-1107.
- [11] Radkowski S. *Czasowo-częstotliwościowa analiza sygnału wibroakustycznego* IV Krajowa Konferencja Diag'98, Szczecin 1998.
- [12] Staszewski W. J., Worden K. and Tomlinson G.R., 1997, *Time-Frequency Analysis in Gearbox Fault Detection Using Wigner-Ville Distribution and Pattern Recognition*, Mechanical Systems and Signal Processing, Vol. 11, No. 5, pp. 673-692.
- [13] Lee S.K. White P. *The L-Wigner Distribution and its use as a Tool for condition monitoring* International Journal of Comadem (2001) 4(1) pp5-11.
- [14] Peng Z. K. and Chu F. L. *Application of the wavelet transform in machine condition monitoring and fault diagnostics: a review with bibliography* Mechanical Systems and Signal Processing, Volume 18, Issue 2, March 2004, Pages 199-221.
- [15] Rubini R., Meneghetti U., *Application of the envelope and wavelet transform analyses for diagnosis of incipient faults in ball bearings*, MSSP 2001 15(2), 287-302.
- [16] Wang W. J., McFadden P. D. *Application of the wavelet transform to gearbox vibration analysis*, The 16th Annual Energy Source Technology Conference and Exhibition, Structural Dynamics and Vibration Houston Texas 1993 USA.
- [17] Wilk A. Łazarz B. Madej H. *Wavelet Analysis in diagnosis of selected damages of toothed wheels*, Machine Dynamic Problems vol 23 No2 1999 pp 54-53
- [18] Staszewski W.J. *Application of the wavelet transform to fault detection in a spur gear*. Mechanical Systems And Signal Processing, (8) 1994, Pp. 289-307.
- [19] Brie D., Tomczak M., Oehlmann H., Richard A.. *Gear Crack Detection By Adaptive Amplitude And Phase Demodulation*. Mechanical Systems and Signal Processing, v11, n1, January, 1997, p149-167.
- [20] Gelman L. Zimroz R. et al *Adaptive vibration condition monitoring technology for local tooth damage in gearboxes* Conference on Condition Monitoring , King's College, Cambridge 2005.
- [21] McFadden P. D. *Detecting fatigue Cracks in gears by amplitude and Phase demodulation of the meshing vibration*. Journal of Vibration, Acoustic, Stress and Reliability in Design vol 108 April 1986 s165-170.
- [22] Parker B. i inni *Fault detection using statistical change detection in the bispectral domain* MSSP 14(4)2000 pp561-570.
- [23] Ho D., Randall R. B., *Optimisation of bearing diagnostic techniques using simulated and actual bearing fault signals*, Mechanical Systems and Signal Processing 14 (5) (2000) 763-788.
- [24] Stander C. J., And Heyns P. S., Schoombie W. *Using Vibration Monitoring For Local Fault Detection on Gears Operating Under Fluctuating Load Conditions* Mechanical Systems And Signal Processing (2002) 16(6), 1005-1024.
- [25] Stander C.J., Heyns P. S., *Fault detection on gearboxes operating at varying speeds and loads*, *Proceedings of the 13th International Congress on Condition Monitoring and Diagnostic Engineering Management*, Houston, Texas, 3-8 December 2000, pp. 1011-1020.
- [26] Stander C. J., Heyns P. S. *Instantaneous Angular Speed Monitoring Of Gearboxes Under Non-Cyclic Stationary Load Conditions* Mechanical Systems And Signal Processing 19 (2005) 817-835.
- [27] Bonnardot F., El Badaoui M., Randall R. B., Daniere J., Guillet F. *Use Of The Acceleration Signal Of A Gearbox In Order To Perform Angular Resampling (With Limited Speed fluctuation)* Mechanical Systems And Signal Processing 19 (2005) 766-785.
- [28] Baydar N. and Ball A. *Detection of gear deterioration under varying load conditions by using the instantaneous power spectrum*. 2000 Mechanical Systems and Signal Processing 14, 907-921.
- [29] Meltzer G., Ivanov Yu.Ye. *Fault Detection In Gear Drives With Non-Stationary Rotational Speed Part II: The Time -Quefrency Approach* Mechanical Systems And Signal Processing (2003) 17(2), 273-283.
- [30] Meltzer G. Ivanov Yu.Ye. *Fault Detection In Gear Drives With Non-Stationary Rotational Speed Part I: The Time-Frequency Approach* Mechanical Systems And Signal Processing (2003) 17(5), 1033-1047.
- [31] Cempel Cz., Tabaszewski M. *Skalowanie obserwacji w wielowymiarowej diagnostyce maszyn* Ogólnopolska Konferencja Diagnostyka Maszyn Węgierska Górka 2005.
- [32] Adamczyk J., Krzyworska P. Cioch W. *Możliwości neuronowej klasyfikacji stanu w zmiennych warunkach pracy obiektu* —

- Eksploatacji Maszyn. — 1999 vol. 34 z. 2 s. 373–387.
- [33] Bartelmus W., Zimroz R., Hrynyszyn S. *Identyfikacja warunków eksploatacyjnych Na potrzeby diagnostyki przekładni planetarnej do napędu koła czerpakowego* Ogólnopolska Konferencja Diagnostyka Maszyn Węgierska Górka 2006.
- [34] Wojnar G., Łazarz B., Madej H: *Diagnozowanie przekładni zębatych w przypadku pracy ze zmiennymi w czasie prędkościami obrotowymi i obciążeniami* Ogólnopolska Konferencja Diagnostyka Maszyn Węgierska Górka 2006.



Prof. dr hab. inż. Walter BARTELMUS, specjalista z zakresu eksploatacji, dynamiki i diagnostyki maszyn. Autor około 150 publikacji w tym jednej książki oraz współautor trzech monografii. Pracownik Politechniki Śląskiej (1967-1980) Instytutu Górnictwa Odkrywkowego, Wrocław (1980-1993), Politechniki Wrocławskiej (od 1994). Stypendia i wykłady: Polytechnic of Central London, Swansea University College, Southampton Institute Systems Engineering Research Center, Gunma University, Laboratoire d'Analyse des Signaux & des Processus Industriels,. Wykłady na zaproszenia i w ramach programu Sokrates-Erasmus: Vaxjo University, Lulea University, Compiegne UTC, Cranfield University.



Dr inż. Radosław ZIMROZ, absolwent Akustyki Wydziału Elektroniki PWr 1998, doktorat na Wydziale Górniczym PWr 2002 (z wyróżnieniem). Od 1998 w Zakładzie Systemów Maszynowych IG PWr. Staż naukowy (9 miesięcy) w Cranfield University, (SOE/PASE/AMAC). Zainteresowania z zakresu modelowania i diagnostyki przekładni zębatych, przetwarzania sygnałów drganiowych, zastosowania metod sztucznej inteligencji w diagnostyce maszyn, systemów monitorowania i diagnozowania drgań.

Konkurs o Nagrodę ABB

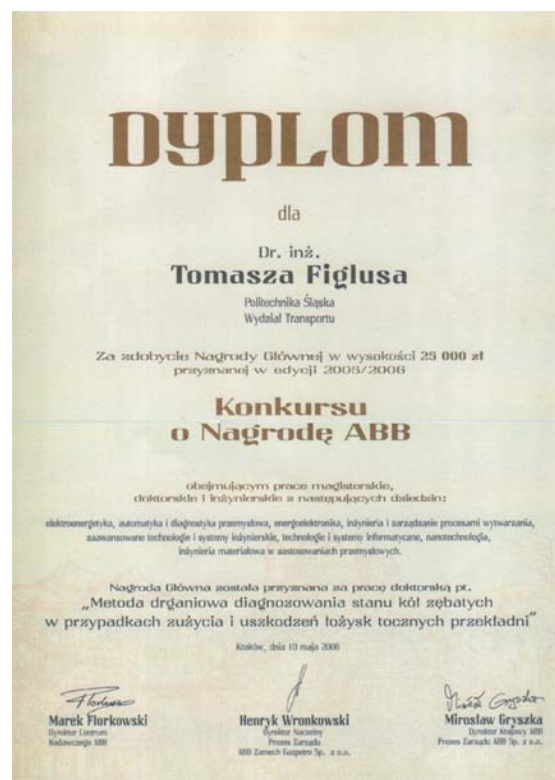
Miło nam poinformować Państwa, iż Pan dr inż. Tomasz FIGLUS z Politechniki Śląskiej zdobył Nagrodę Główną w Konkursie o Nagrodę ABB w edycji 2005/2006, przyznaną za pracę doktorską pt. „Metoda drganiowa diagnozowania stanu kół zębatach w przypadkach zużycia i uszkodzeń łożysk tocznych przekładni”. Obrona pracy odbyła się w dniu 24 listopada 2005 na Wydziale Transportu Politechniki Śląskiej, promotorem jej był prof. Andrzej WILK.

W nagrodzonej pracy podjęto problem diagnozowania stanu kół zębatach przekładni, w przypadku występowania jednoczesnego uszkodzenia lub zużycia łożyskowania.

Zakres pracy obejmował m.in.:

- opracowanie metody filtracji sygnału drganiowego umożliwiającej diagnozowanie uszkodzeń i zużycia kół zębatach przekładni;
- zbadanie wpływu różnych typów uszkodzeń łożysk tocznych na możliwość diagnozowania stanu kół zębatach;
- wyznaczenie wpływu transmitancji drgań wzajemnej i własnej na symptomy drganiowe stanu kół zębatach;
- wyznaczenie za pomocą MEB zmiany sztywności zęba koła wskutek jego pęknięcia;
- opracowanie modeli regresyjnych, przydatnych do diagnozowania stanu kół zębatach przekładni.

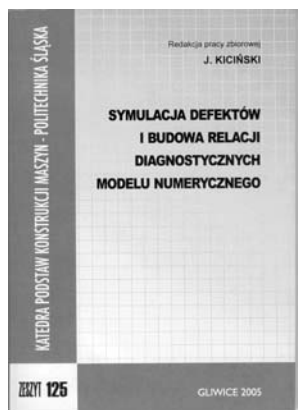
Zaproponowana w pracy metoda diagnozowania stanu zazębienia w złożonych przypadkach uszkodzeń przekładni, posłużyła do wykonania szeregu analiz sygnałów drganiowych przekładni, uzyskanych na podstawie eksperymentów stanowiskowych jak i symulacyjnych. Prowadzono również badania w celu wykrycia różnych stadiów wykruszenia zęba koła, zużycia powierzchni roboczej zębów oraz pęknięcia stopy zęba, w przypadku występowania uszkodzenia lub zużycia łożyskowania. Analizę przeprowadzono wykorzystując rozkłady czasowo-częstotliwościowe Wignera-Ville'a, ciągłą i dyskretną transformatę falkową oraz widmo obwiedni,



potwierdzając ich użyteczność do diagnozowania stanu kół przekładni w złożonych przypadkach uszkodzeń. Do oceny zmian sygnału drganiowego zaproponowano w pracy szereg miar, które cechuje duża wrażliwość na występujące uszkodzenia kół. Miary te wykorzystano także do opracowania modeli regresyjnych wnioskowania o stanie zazębienia.

Na podstawie analizy wyników badań doświadczalnych i symulacyjnych opracowano i przedstawiono metodę diagnozowania zazębienia wraz z algorytmem przeprowadzania analiz sygnałów drganiowych. Sformułowano również wnioski dotyczące wykorzystania w praktyce opracowanej metody diagnozowania.

Ślawomir Wierzbicki



Prezentowana Praca zawiera opis fragmentu wyników badań symulacyjnych, przeprowadzonych przez zespół pracowników Instytutu Maszyn Przepływowych PAN w Gdańsku, pod kierunkiem prof. Jana Kicińskiego, w czasie wykonywania

zadań projektu badawczego PBZ K015/T10/2001 pt.: Kompleksowy model sprzężonych oddziaływań aerodynamicznych, mechanicznych i elektrycznych zachodzących w obiektach energetycznych dużej mocy. Projekt ten, ustanowiony przez Komitet Badań Naukowych, realizowany był w latach 2001-2005. Obiektem badań był turbospół 13K215 o mocy 200 MW, eksploatowany w wielu elektrowniach na terenie Polski. Realizując projekt podjęto próbę kompleksowego spojrzenia na procesy zachodzące w turbinie, generatorze i ich posadowieniu. Poszukiwano zintegrowanego opisu wymuszeń uwarunkowanych cechami konstrukcyjnymi rozpatrywanego obiektu i różnymi zdarzeniami eksploatacyjnymi. Wyznaczony opis stanowił podstawę modelu numerycznego pozwalającego na określanie skutków takich wymuszeń, na podstawie badań symulacyjnych. Różne aspekty badań prowadzonych przez wiele zespołów pokazano w obszernej, liczącej ponad 1300 stron, monografii pt. Modelowanie i diagnostyka oddziaływań mechanicznych, aerodynamicznych i magnetycznych w turbospółach energetycznych, opracowanej pod redakcją prof. J. Kicińskiego i wydanej przez Wydawnictwo IMP PAN.

Celem prowadzonych badań symulacyjnych było zgromadzenie danych pozwalających na definiowanie relacji stanów i sygnałów diagnostycznych. Zadaniem zespołu, uczestniczących w projekcie, pracowników Katedry Podstaw Konstrukcji Maszyn Politechniki Śląskiej, było między innymi odwrócenie zintegrowanego modelu obiektu, reprezentowanego zbiorem przykładów relacji generowanych podczas badań symulacyjnych.

Wyznaczony model odwrotny zastosowany został w opracowanym diagnostycznym systemie doradczym K015. W celu odwrócenia modelu zastosowano wybrane metody inżynierii wiedzy. Przeprowadzono analizę skupień dla stanów technicznych, poszukiwano zbiorów relevantnych cech sygnałów, prowadzono analizę wrażliwości ich cech, budowano klasyfikatory diagnostyczne i weryfikowano ich jakość.

Przeprowadzone badania pokazały, że pole możliwych rozwiązań, dotyczących metod odwracania modeli, jest bardzo obszerne. Uznano, że kontynuowanie jego analizy po zakończeniu projektu może mieć duże znaczenie poznawcze. Stwierdzono, że rozpatrywany obiekt i jego zintegrowany model numeryczny są wyjątkowym źródłem danych uczących. Jego szczególną cechą jest to, że analiza danych, ze względu na stopień złożoności modelu, nie może bazować wyłącznie na intuicji badacza. Równocześnie jego zaletą jest to, że ogólna wiedza o istocie działania obiektu pozwala na interpretowanie wyników uzyskiwanych z zastosowaniem metod sztucznej inteligencji. Wymienione aspekty stanowiły podstawę decyzji o ułatwieniu szerszego dostępu do tych danych poprzez wydanie niniejszej Pracy. Zamieszczono w niej wyłącznie informacje pozwalające na właściwe wykorzystanie zgromadzonych danych, w badaniach dotyczących metod inżynierii wiedzy oraz w procesie kształcenia z zakresu metod sztucznej inteligencji. Poszczególne rozdziały zestawiono na podstawie raportów z prowadzonych badań. Część zamieszczonych w nich informacji występuje również, w skróconej postaci, we wspomnianej wcześniej monografii.

Pliki zawierające dane (wyniki badań symulacyjnych) opisywane w tym Zeszycie są dostępne za pośrednictwem witryny <http://www.pbz-k015.imp.gda.pl>. Wybrane fragmenty tych danych, zapisane w postaci struktur środowiska MATLAB dostępne są również za pośrednictwem witryny <http://kpk.m.polsl.pl/k015/>, zawierającej materiały dotyczące systemu doradczego K015.

Wojciech CHOLEWA

Recenzenci publikowanych prac:

prof. dr hab. inż. Walter BARTELMUS
prof. dr hab. inż. Wojciech BATKO
prof. dr hab. Czesław CEMPEL
dr hab. inż. Mariusz CHALAMOŃSKI
prof. dr hab. inż. Wojciech CHOLEWA
prof. dr hab. inż. Lech GŁADYSIEWICZ
dr hab. Henryk KAŻMIERCZAK
prof. dr hab. inż. Jan KICIŃSKI
dr hab. inż. Piotr KRZYWORZEKA
prof. dr hab. inż. Waldemar KUROWSKI
prof. dr hab. inż. Jerzy LEWITOWICZ
dr hab. inż. Bogusław ŁAZARZ
prof. dr hab. inż. Ryszard MICHAŁSKI

prof. dr hab. inż. Wojciech MOCZULSKI
prof. dr hab. inż. Stanisław NIZIŃSKI
dr hab. inż. Andrzej PIĘTAK
prof. dr hab. inż. Stanisław RADKOWSKI
prof. dr hab. inż. Józef SZALA
dr hab. inż. Franciszek TOMASZEWSKI
dr hab. inż. Henryk TYLICKI
prof. dr hab. inż. Tadeusz UHL
prof. dr hab. inż. Stefan WEYNA
prof. dr hab. inż. Andrzej WILK
prof. dr hab. inż. Maciej WOROPAY
prof. dr hab. inż. Bogdan ŻÓŁTOWSKI

Druk i oprawa:



ul. Pieniężnego 13/2
10-003 Olsztyn
tel. / fax: 089-527-24-30