

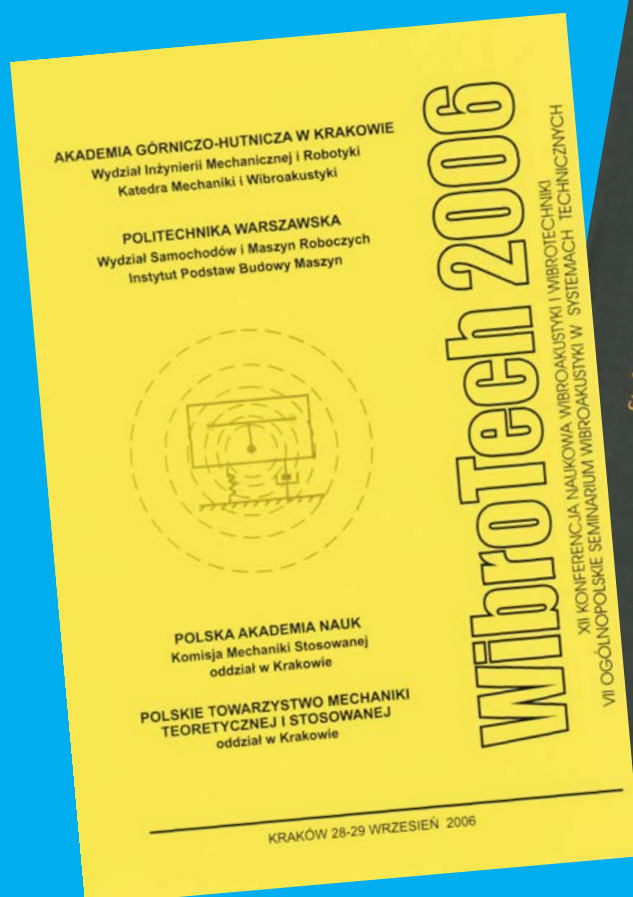


afiliowane przy

Wydziale Nauk
Technicznych
Polskiej Akademii Nauk

Diagnostyka

ISSN 641-6414



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. **Daniel KUJAWSKI**
Western Michigan University – USA

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. **Vasily 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

dr **Gajraj Singh YADAVA**
Indian Institute of Technology – Indie

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

prof. dr hab. inż. **Bogdan ŻÓŁTOWSKI**
UTP w Bydgoszczy

Wszystkie opublikowane prace uzyskały pozytywne recenzje wykonane przez niezależnych recenzentów. 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 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

Wydanie dofinansowane przez Ministra Nauki i Szkolnictwa Wyższego

Spis Treści

Słowo wstępne	6
Radosław ZIMROZ – Politechnika Wrocławska, Francois COMBET – Cranfield University	7
<i>Time Varying Outer Load And Speed Estimation By Vibration Analysis – Application To Planetary Gearbox Diagnosis In A Mining Bucket Wheel Excavator</i> <i>Estymacja zmiennego obciążenia i prędkości obrotowej na podstawie analizy sygnałów drganiowych na potrzeby diagnostyki przekładni planetarnej w układzie napędowym koła czerpakowego</i>	
Adam TOMANEK, Piotr PRZYSTAŁKA, Marek ADAMCZYK – Politechnika Śląska	15
<i>Optimization Of Structure Of Neural Models Using Distributed Computing Environment</i> <i>Optymalizacja struktury modeli neuronowych z zastosowaniem rozproszonego środowiska obliczeniowego</i>	
Czesław CEMPEL, Magdalena KRAKOWIAK – Politechnika Poznańska	19
<i>Wpływ niestacjonarności i przypadkowości obserwacji na ocenę stanu w wielowymiarowej diagnostyce maszyn</i> <i>Condition Assessment In Unstationary Working Regime And Random Component Of Observation Vector In Multidimensional Machinery Diagnostics</i>	
Janusz ZACHWIEJA, Mieczysław GAWDA – ATR Bydgoszcz.....	27
<i>Diagnostowanie własności dynamicznych układu rurociąg-pompa pod kątem możliwości tłumienia drgań</i> <i>Properties Diagnosing Of Dynamic Pipeline-Pomp System In Terms Of Vibration Damping Possibility</i>	
Janusz GARDULSKI, Łukasz KONIECZNY – Politechnika Śląska.....	33
<i>Wpływ obciążenia statycznego na tłumienie kolumny hydropneumatycznej</i> <i>Influence Off The Static Load On Dumping In Hydro Pneumatic Strut</i>	
Stanisław W. KRUCZYŃSKI, Dariusz TOMASZEWSKI – Politechnika Warszawska.....	37
<i>Analiza metod monitorowania pracy trójfunkcyjnego reaktora katalitycznego wykorzystujących dyskryminanty amplitudowe i funkcję interkorelacji</i> <i>Analysis Of Three-Way Catalytic Converter Monitoring Methods Using Amplitude Discriminants And Cross-Correlation Function</i>	
Zbigniew SMALKO – Instytut Techniczny Wojsk Lotniczych Warszawa	43
<i>Charakterystyki użyteczności układu człowiek maszyna</i> <i>The Functional Quality Signatures Of Man -Machine System</i>	
Artur BEJGER – Akademia Morska w Szczecinie	47
<i>Zużycie i możliwość diagnozowania wybranych elementów układu wtryskowego silników okrętowych</i> <i>The Wear And The Possibility Of Condition Monitoring Of Selected Elements Of Injection System Of Marine Diesel Engines</i>	
Roman KULESZA – WAT Warszawa.....	51
<i>Niektóre własności acyklicznej części 3-optymalnej struktury opiniowania diagnostycznego</i> <i>Some Properties Of The Acyclic Componetns Of The 3-Optimal Structures For One-Step Diagnosis Of System</i>	
Andrzej SOBOLEWSKI – Politechnika Białostocka.....	59
<i>Znaczenie harmonicznych żłobkowych w diagnostyce uszkodzeń klatki wirnika silnika indukcyjnego</i> <i>Appreciation Of The Slot Harmonic In A Fault Detection Of Induction Motor's Cage</i>	
Zbigniew KORCZEWSKI, Marcin ZACHAREWICZ – Akademia Marynarki Wojennej w Gdyni.....	65
<i>Badania symulacyjne procesów gazodynamicznych w silniku okrętowym z turbodoładowaniem</i> <i>The Application Of The Mathematic Model Of Marine Engine Exhaust Pipe For Simulate Testing Of A Gas Dynamic Process</i>	
Grzegorz ŻYWICA, Józef RYBCZYŃSKI – IMP Gdańsk	71
<i>Identyfikacja modelu konstrukcji podpierającej maszyny wirnikowej</i> <i>Identification Of Model Support Structure Of Rotor Machine</i>	

Joanna ĆWIRKO, Robert ĆWIRKO – WAT Warszawa	77
<i>Skaning temperatury jako narzędzie diagnostyczne modułów elektronicznych</i>	
<i>Temperature Scanning As Diagnostic Tool Of Electronic Modules</i>	
Dariusz LASKOWSKI – WAT Warszawa.....	81
<i>Koncepcja diagnozowania bezpieczeństwa sieci teleinformatycznej</i>	
<i>Diagnosing test bed of network security</i>	
Adam SOŁBUT – Politechnika Białostocka	89
<i>Dynamika silnika indukcyjnego z uszkodzoną klatką wirnika</i>	
<i>Dynamics Of Induction Motor With Broken Rotor Bars</i>	
Jacek PAŚ, Tadeusz DĄBROWSKI – WAT Warszawa.....	93
<i>Optymalizacja struktury niezawodnościowej czujki temperatury w systemie bezpieczeństwa</i>	
<i>Optimalisation Of Structure Of Reliable Temperature Sensor In A Security System</i>	
Paweł LONKWIC – Politechnika Lubelska	101
<i>Monitorowanie wydłużenia liny stalowej w dźwigu osobowym w stanie rzeczywistym</i>	
<i>Monitoring Of Extension Rope In A Elevator In Real Time</i>	
Tomasz FIGLUS, Andrzej WILK – Politechnika Śląska	107
<i>Diagnozowanie stanu zazębienia w złożonych przypadkach uszkodzeń przekładni przy użyciu ciągłej transformaty falkowej</i>	
<i>Diagnosis Of Meshing Condition In Complex Cases Of Toothed Gear Damage With The Use Of Continuous Wavelet Transform</i>	
Krzysztof LIDERMAN – WAT Warszawa.....	113
<i>O pomiarach bezpieczeństwa teleinformatycznego</i>	
<i>About Security Measurement</i>	
Piotr KUROWSKI – AGH Kraków	119
<i>Badanie modeli modalnych fundamentów dużych maszyn energetycznych</i>	
<i>Research Into Modal Model Of Power Plant Foundations</i>	
Janusz GARDULSKI, Rafał BURDZIK – Politechnika Śląska.....	127
<i>Metodyka wyznaczania diagnostycznych miar stanu technicznego amortyzatorów samochodowych</i>	
<i>Method Of Determine Car's Shock-Absorber Technical Condition Diagnostic Measure</i>	
Leszek MAJKUT – AGH Kraków	133
<i>Sprzężenie różnych form drgań symptomem diagnostycznym pęknięcia</i>	
<i>Coupled Vibrations As A Diagnostic Symptom Of Crack</i>	
Rafał PAWLETKO – Akademia Morska w Gdyni	139
<i>Metody pozyskiwania i reprezentacji wiedzy dla potrzeb diagnozowania okrętowego silnika tłokowego</i>	
<i>The Knowledge Acquisition And Representation Methods For The Marine Diesel Engine Diagnosis</i>	
Czesław CEMPEL – Politechnika Poznańska	145
<i>Statystyka oceny parametrycznej jakości jednostek sfery badań i wdrożeń w kraju</i>	
<i>Statistics Of Parametric Quality Assessment Of Research And Innovation Units In Poland</i>	
Maciej WOROPAY, Paweł BUKOWSKI, Michał SÓJKA – ATR Bydgoszcz.....	157
<i>Zmiany własności fizyko-chemicznych olejów silnikowych jako parametr diagnostyczny</i>	
<i>Changes Of Physical And Chemical Properties Of Engine Oils As A Diagnostic Parameter</i>	
Marek FIDALI – Politechnika Śląska	163
<i>Ocena zmian stanu technicznego maszyny na podstawie statystycznych cech obrazów termograficznych</i>	
<i>Evaluation Of Machinery Technical State On The Basis Of Statistical Features Of Thermographic Images</i>	
Jan MONIETA – Akademia Morska w Szczecinie	173
<i>Diagnozowanie operatorów siłowni okrętowych</i>	
<i>Diagnosis Of Operator Of Marine Power Plants</i>	

Stanisław BRUSKI – Akademia Marynarki Wojennej w Gdyni.....	179
<i>Zastosowanie metody analizy widmowej drgań skrętnych wału napędowego do identyfikacji stanu technicznego rozpylaczy paliwa okrętowego silnika tłokowego o ZS</i>	
<i>Spectrum Analysis Methods Of Shaftings Torsional Vibration For The Injection Fuel Valves Failures Identification Of The Marine Diesels Engines</i>	
Paweł MIKOŁAJCZAK – UWM Olsztyn	185
<i>Klasyfikacja zbiorów symptomów diagnostycznych z wykorzystaniem metody Dattoli</i>	
<i>Classification Of Sets Of Diagnostic Symptoms By Dattola Method</i>	
Jacek PIĄTKOWSKI – Politechnika Częstochowska	191
<i>Amplitudowo-fazowa aproksymacja sygnałów pomiarowych</i>	
<i>Phase-Amplitude Approximation Of Measuring Signals</i>	
Joanna ĆWIRKO, Robert ĆWIRKO – WAT Warszawa	199
<i>Pomiary charakterystyk szumowych jako narzędzie diagnostyczne detektorów UV</i>	
<i>Noise Characteristic Measurement As A Tool For Uv Detectors Diagnostic</i>	
Piotr KRZYWORZEKA, Witold CIOCH, Ernest JAMRO – AGH Kraków	203
<i>Dokładność przybliżonej analizy drgań maszyn w stanach niestacjonarnych</i>	
<i>Accuracy Of Machine Vibrations Approximated Analysis In Non-Stationary States</i>	
Jordan MEŻYK, Piotr KRZYWORZEKA – AGH Kraków	209
<i>Dobór właściwej falki dla opisu cech dystynktywnych drgań parasejsmicznych</i>	
<i>The Choice Of The Proper Wavelet Function For Distinctive Features Of Paraseismic Signals Description</i>	
Warto przeczytać	215
Sprawozdanie z VI Krajowej Konferencji DIAG'2006 "Diagnostyka Techniczna Urządzeń i Systemów" ..	217

SŁOWO REDAKTORA

Szanowni Czytelnicy DIAGNOSTYKI aktualny numer zawiera rozległą tematykę poczynając od wpływu niestacjonarności i przypadkowości obserwacji stanu, poprzez własności dynamiczne urządzeń, analizę metod monitorowania stanu, poszukiwanie nowych parametrów diagnostycznych a kończąc na analizie drgań maszyn w stanach nieustalonych, które mogą znaleźć zastosowanie w diagnozowaniu różnych obiektów. Numer ten zawiera kilkanaście publikacji poświęconych diagnozowaniu konkretnych obiektów: np. silników spalinowych i elektrycznych, maszyn wirnikowych i energetycznych, układów elektronicznych, układów hydraulicznych, przekładni zębatych oraz elementów układu zawieszenia i wydechowego pojazdów. Zwracam szczególną uwagę na artykuł prof. C. Cempla poświęcony ocenie parametryzacji jednostek badawczych.

Chciałbym poinformować również Państwa, że podczas Konferencji „Diag’2006” w Ustroniu odbyło się zebranie Rady Programowej „Diagnostyki”. Na zebraniu tym omówiono bieżące sprawy związane z wydawaniem Diagnostyki, a także kwestię nowej oceny czasopism przez Ministerstwo Nauki i Szkolnictwa Wyższego. Aby wzmocnić pozycję naszego czasopisma oraz zwiększyć zakres jego oddziaływania Rada Programowa postanowiła dążyć do zwiększenia liczby publikacji wydawanych w języku angielskim oraz publikowania artykułów recenzowanych przez dwóch recenzentów.

Zatem zwracam się do Państwa z uprzejmą prośbą o przygotowanie w miarę możliwości prac w języku angielskim, ponadto bardzo proszę o popularyzację Diagnostyki w ośrodkach zagranicznych.

Jednocześnie informuję, iż do składu Rady Programowej dołączyli: prof. dr hab. inż. **Daniel KUJAWSKI** z Western Michigan University oraz dr **Gajraj Singh YADAVA** z Indian Institute of Technology. Myślę że przyczyni się to propagowania „Diagnostyki” w tych środowiskach naukowych.

W imieniu Redakcji składam wszystkim Autorom i Recenzentom serdeczne podziękowania za dotychczasową współpracę, a czytelnikom życzę kolejnych interesujących prac na łamach „Diagnostyki” w 2007 roku.



TIME VARYING OUTER LOAD AND SPEED ESTIMATION BY VIBRATION ANALYSIS – APPLICATION TO PLANETARY GEARBOX DIAGNOSIS IN A MINING BUCKET WHEEL EXCAVATOR

Radosław ZIMROZ*, Francois COMBET**

* Wrocław University of Technology, Laboratory of Diagnostics and Vibroacoustics
Pl Teatralny 2, 50-051 Wrocław, Poland, e-mail: radoslaw.zimroz@pwr.wroc.pl

**Cranfield University, School of Engineering, Applied Math and Computing Group
Cranfield, 00-526 Bedford MK43 0AL, e-mail: f.combet@cranfield.ac.uk

Summary

In this paper we attempt to retrieve information about the time varying load/speed condition of a planetary gearbox used in mining excavator system from the vibration measurement. We first define the Instantaneous Power (IP) of the signal, which reflects the global amplitude modulation. For the Instantaneous Speed (IS) an original approach is proposed based on the estimation of a local time-scaling factor, which is well adapted to systems submitted to higher speed variations. Both approaches are applied to two gearboxes, one being in a presumably faulty condition and a new one after replacement. The study of the IS showed that, contrary to the new gearbox, the higher frequency speed variation is highly dependent on the load for the used gearbox, thus indicating a backlash due to wear in the gear/bearing mechanism. Our results also show that IS estimation technique is more reliable than IP approach for outer load estimation. We conclude that while a fault could be detected from the strong amplitude modulation at the arm frequency observed for the used gearbox, the study of the instantaneous speed and outer load variation helped us to refine the diagnosis of this fault.

Keywords: planetary gearbox, diagnostics, time varying load/speed estimation.

ESTYMACJA ZMIENNEGO OBCIĄŻENIA I PRĘDKOŚCI OBROTOWEJ NA PODSTAWIE ANALIZY SYGNAŁÓW DRGANIOWYCH NA POTRZEBY DIAGNOSTYKI PRZEKŁADNI PLANETARNEJ W UKŁADZIE NAPĘDOWYM KOŁA CZERPAKOWEGO

Streszczenie

W artykule przedstawiono metody przetwarzania sygnału drganiowego w celu ekstrakcji informacji o zmienności obciążenia zewnętrznego w przekładni planetarnej w układzie napędowym koła czepakowego. Zastosowane metody to analiza mocy chwilowej i analiza chwilowej prędkości. Ze względu na duży zakres zmienności obciążeń metoda proponowana przez Bonnardot'a nie może być zastosowana, zatem zaproponowano nowy algorytm wyznaczania prędkości chwilowej. Przeanalizowano dwie przekładnie: w złym stanie technicznym oraz nową, po wymianie uszkodzonej. Wyniki analizy prędkości chwilowej dla przekładni nowej pokazują: niewielką amplitudę i małą zmienność dla częstotliwości drugiej harmonicznej jarzma, dla przekładni uszkodzonej składowe silnie zależą od chwilowej wartości obciążenia, co wskazuje na przekrozoną wartość luzu w przekładni/łożyskach. Wykazano zalety wynikające z analizy chwilowej prędkości w porównaniu do chwilowej mocy. Zauważono również, że o ile nieprawidłową pracę jarzma można wykryć przy użyciu analizy modulacji AM to zastosowanie dodatkowo analizy chwilowej prędkości może zwiększyć wiarygodność diagnozy.

Słowa kluczowe: przekładnia planetarna, diagnostyka, estymacja chwilowej wartości obciążenia/prędkości.

1. INTRODUCTION

Usually majority of proposed analysis is dedicated to new very fault-sensitive methods of signal processing with silent assumption about stationary (in fact constant) load. In many real-life situations, gearbox during normal operation works under varying load. The crucial issue is to identify

this variation. Knowledge about load variability allows making a key decision how to take into account this parameter. Load significantly influences vibration signal. In our case there is no "nominal" load because the load is strongly varying so the diagnosis must be adapted to these particular in-service conditions. It is described by Randall [6]

that time varying load causes AM modulation of signal related to mesh component.

Condition Monitoring of gearboxes (especially planetary gearboxes) under time varying non stationary load condition is one of the most important task in many industrial applications (i.e. helicopters, mining excavators). Some work that investigates time varying load problem in gearbox diagnostics was done by Stander [1], Bonnardot [2], Baydar [3], Zhan [4] and recently by Bartelmus [5].

To estimate load variation there are a few known approaches.

The easiest is to measure current taken (consuming) by motor driving gearbox. Unfortunately, there are many cases where it is (almost) impossible due technical problems related to organization of such measurements (i.e. high power of signal, $U=6kV$, $I=80-150A$). It could be good idea to think about diagnostic system at machine design stage and predict sensor location but that leads to mechatronic systems idea. Moreover, it is often the case that between motor and gearbox is mounted a coupling that could modify relationship between motor current and real load variation

Other interesting approach proposed by Stander [1] is to use demodulation techniques to get information about load variation. According to Randall [6] if load variation is periodic it causes AM modulation of mesh harmonics. Using AM demodulation technique we get back information about load. Load variation affects gearbox vibration signal also in terms of frequency structure. Change of load level for gear pair means change of working condition of motor, too.

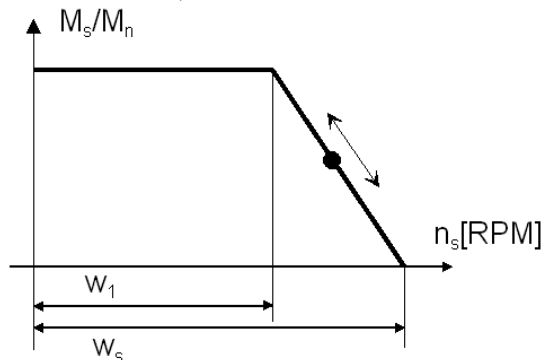


Fig. 1. Electric motor characteristic [7]

As it is presented on Fig.1 change of load causes change of working point on motor characteristic: both input speed and moment will change.

If input speed varies each component in spectrum changes its position on frequency axis. On Fig 2 frequency response function of gearbox housing obtained by impulse excitation is presented. Straight horizontal line is a spectrum of impulse excitation (it is almost flat which means vibration with all possible frequencies in this range can be excited in the same way), arrow (red) symbolize theoretical mesh frequency component. If we take

into account frequency response function of gearbox structure and theoretical location of mesh component we could easily find that speed variation can modify amplitude of component (especially if mesh component will meet local resonance as on fig. 2).

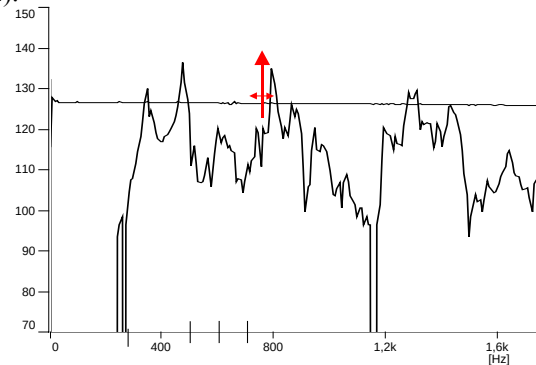


Fig. 2. Frequency response function of gearbox structure obtained by impulse excitation [8]

The crucial question is: how large is input speed variation range and what is a frequency structure of vibration signal generated by gearbox. Usually, for fixed axis gearbox harmonics from 1 to 5 are analyzed and for higher harmonic amplitudes of components decrease. For planetary gearbox we have more complicated situation: there are 8 harmonics and their amplitude almost don't significantly decrease with harmonic number (fig. 3a).

Why do we analyze it?-because higher harmonic has n times wider variation range and it can happen that harmonic of mesh component could match with resonance frequency. For example harmonic no 7 that is located at resonance area has variation range 100Hz

It leads to conclusion that AM demodulation technique for load estimation is not a necessarily good idea. Moreover, influence of transmission path is not the only problem. It is well known that for multistage gearboxes we can find many sources of AM modulations related to improper work of shafts. After demodulation we need to separate source of modulation of the signals with quite similar frequencies.

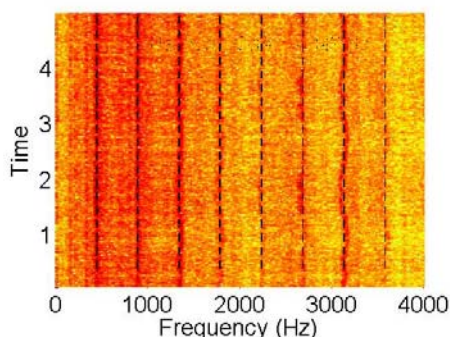
Taking into account that load variation causes also input speed variation we can use this information to estimate load condition. Let us assume that relation moment/speed is linear as it was presented on fig. 1.

How to measure input speed?

Again, the simplest method is to measure rotation of input shaft. It is well known approach that uses optical sensor for speed measurement. Unfortunately it leads to additional hardware requirements (sensor, wires, additional channel) and additionally, in some mechanical devices, rotational speed measurement using a tachometer or a shaft encoder may not be available due to difficult ambient conditions or just shaft is not accessible.

This is the case of the mining system studied here. Therefore the speed needs to be estimated from the vibration measurement recorded on the gearbox casing. This topic will be presented in details in section 3.

a)



b)

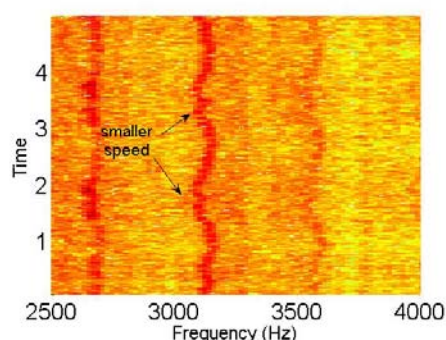


Fig. 3 a) Whole map of time-frequency signal presentation b) restricted map of time frequency signal presentation

2. DESCRIPTION OF THE SYSTEM

The diagnosed device is presented in Fig. 4. (see other work related to object done by Bartelmus and Zimroz [5, 9]).

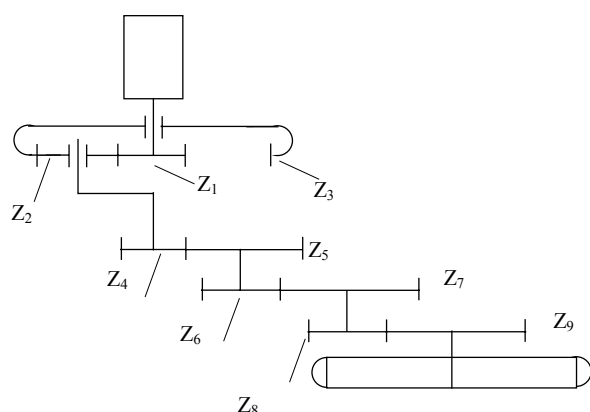


Fig. 4. Driving system for bucket wheel with planetary gearbox (gears: z1 – sun, z2 – planet, z3 – standstill rim, z4 – z9 three stage cylindrical gearbox)

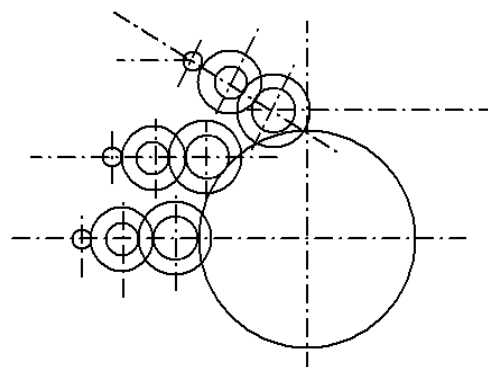


Fig. 5. Three independent drives of bucket wheel

Fig. 4 shows a gearbox whose first stage is a planetary gearbox with a standstill rim. Considered planetary gearboxes consist of: a sun gear z1, planetary gear z2 and rim gear z3. There are three cases of planetary gear element rotation. In the considered case where the sun gear is rotating, the planet gear makes planetary movement and the rim-gear is standstill as it is for the case given in Fig. 4. Taking into consideration some basic parameters of system (design and operation factors [7]) one can calculate meshing and other characteristic frequencies (see table 1).

We are considering the system given in Fig. 4 and we are using notation f12 as meshing frequency for a pair of gear wheels marked in Fig.4 as z1 and z2. Some calculated frequencies are presented in Table1.

These frequencies are calculated to get some knowledge about frequency structure of signal.

Table 1. Characteristic frequencies

Name of component	Frequency value [Hz]	Comments
f12=f23	435	Mesh
f2	11,43	rotation frequency of second gear z2
fa	4,67	Arm frequency
f45	158,7	Meshing frequencies for three stage cylindrical gearbox
f67	57	
f89	13,75	

All calculation has been done for n1=950RPM, where n1 - input rotation velocity

The described driving system Fig. 5 of bucket wheel excavator consists of three subsystem as it is in Fig. 4. The system is used for driving a bucket wheel. The bucket wheel diameter is 17.5m and have 11 evenly distributed buckets of capacity 4.6 m3. The rotation speed of the bucket wheel is about 3RPM and it gives the rotation cycle, 20s. General picture of diagnosed object is presented on Fig. 6.



Fig. 6. Overview of diagnosed system

Two experiments were done for diagnostics purposes. The first was done for gearbox approximately 2 months before its replacement (further “old gearbox”), then second trial was done for new gearbox (“new gearbox”). The reason of replacement was connected with too big noise generated by gearbox but it should be noted that in fact the real detailed report is still unknown because according to warranty conditions gearbox has to be sent to manufacturer.

3. INSTANTANEOUS POWER AND SPEED ESTIMATION FROM VIBRATION MEASUREMENT

3.1. Literature survey

In order to recover the low speed fluctuation from vibration measurement a method has recently been proposed by Bonnardot [2] by using phase demodulation of the mesh frequency (or one harmonic). However limitation of this method is the maximum speed fluctuation allowed which depends on the number of teeth of the gears in mesh (this maximum fluctuation is 0.5% in our case). This method is so restricted to systems under steady loading conditions for which the speed remains approximately constant. This is not the case for the mining gearbox studied here which is subject to

important load variations due to the bucketing process. Moreover we aim to monitor not only the low speed variations but also speed variations related to internal components of the gearbox occurring at a higher frequency.

It should be noted that while the instantaneous speed (IS) has a clear mechanical definition, the instantaneous frequency (IF) is more problematic to define (in theory a “pure” frequency is defined on an infinite duration!). A review of instantaneous frequency estimation techniques can be found in [10]. It is shown that the phase difference estimator (phase demodulation of analytic signal and derivation) is optimal for a relatively high SNR ($>16\text{dB}$). For lower SNR, the noise is amplified due to the derivation and phase unwrapping problems may also arise. In that case other techniques such as peak extraction in time-frequency representations or adaptive techniques (Phase Lock Loop) can be applied.

In the mechanical context of this paper however, the gear mesh vibration generally contains many harmonics, whereas the above IF estimation techniques need to be applied to one particular frequency component only. Since estimation of IF is better for a high modulation frequency, a high rank harmonic of the mesh should be selected. However the higher harmonics are also weaker and consequently have a lower Signal to Noise Ratio (SNR). Moreover it appears that harmonic components can exhibit strong amplitude modulation (AM). For example figure 7 shows evolution of the first 3 harmonics of the planetary gear mesh frequency ($\sim 440\text{Hz}$) on the spectrogram (Short Time Fourier Transform) of the old and new gearbox signals. Strong AM can be observed especially for old gearbox. This AM will highly affect the speed estimation from a given harmonic because its SNR evolves in time. Therefore in this context a new approach must be performed for IS estimation.

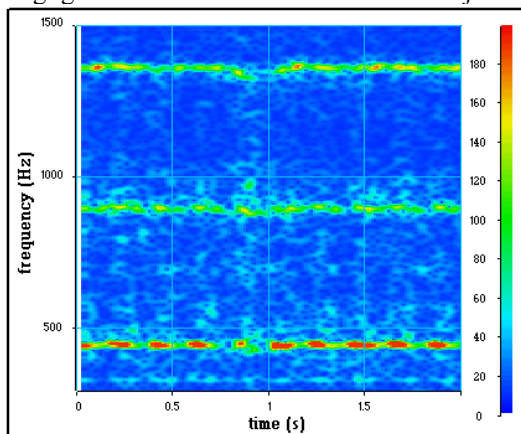


Fig. 7 (a). Old gearbox (Presel_2): spectrogram of part of the signal showing the first 3 harmonics of the planet mesh frequency (440Hz). A strong amplitude modulation is observed for all mesh harmonics

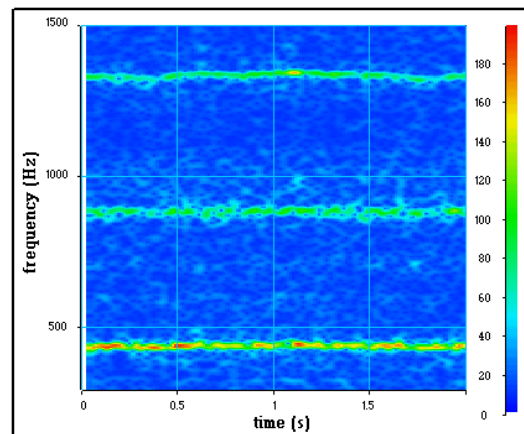


Fig. 7 (b). New gearbox (y12): The spectrogram appears less noisy but amplitude modulation of the mesh harmonic is also present

3.2. Novel approach for instantaneous speed estimation

For a good “robustness” of the instantaneous speed estimation the idea here is to use not only one particular harmonic of the mesh frequency but all harmonic components together. By doing so we will take into account all the information available in the signal.

Suppose we captured two signals x_1 and x_2 on the same system but at slightly different operating speeds V_1 and V_2 respectively. Intuitively the effect of a small speed gap between two signals can be approximated by a time scaling, or “stretching” effect. This can be written:

$$x_2(t) = x_1(a(t - \tau)) \quad (1)$$

where a is the time scaling factor and τ the time delay between the signals. The time scaling factor is related to the speed gap by:

$$a = \frac{V_2}{V_1} = 1 + \frac{\Delta V}{V_1} = 1 + \Delta v \quad (2)$$

where Δv is called the relative speed gap between the 2 signals. Note that the time scaling effect in eq. (1) is not exactly true since the measured signal is generally the result of a “source” signal due to mechanical contacts, which is phase-locked with the speed, and then convoluted by the system response or transmission path, which is a feature of the mechanical structure. Relation (1) is however approximately valid provided that the relative speed gap Δv remains small compared to the damping factor(s) of the system response. For example if the most resonant natural frequency in the system has a 10% damping factor, the time-scaling approximation remains valid for speed variations not higher than about 2%. Under this condition a method has been proposed in order to estimate the time-scaling factor, or relative speed gap, between two signals based on the scale transform [11].

The idea here is to extend this method for estimation of the IS in a signal. In that purpose, the signal is first segmented into overlapping segments, on which a windowing function is applied, and the speed gaps are estimated between them. Similarly to the Short Time Fourier Transform, a trade-off must be achieved for the segment size. Long segments will give a good accuracy of the estimation but

speed fluctuations within the segment length will be averaged out. In order to detect non-stationarity events like rapid speed variations, segments must be shortened, which also implies a higher variance of the estimation. Here segment length is set to 0.1s and a Hanning window is applied. The first zero of the corresponding filter is at ~20Hz. Thus speed variations up to the 3rd harmonic of the arm shaft can be captured while variance of estimation remains acceptable.

3.3. Results of instantaneous power and speed estimation

Fig. 8 presents the time waveform and Power Spectral Density for both old and new gearbox signals. The “instantaneous power” (IP) is defined by the RMS value of the signal computed on the same segments as for the speed estimation (IP reflects the global amplitude modulation of the signal). Thus, similarly to the IS, the IP includes all frequency components and reflects the overall amplitude modulation in the signal. A strong power variation appears on fig. 8 (a) for old gearbox at a frequency corresponding to the arm shaft speed (4.7Hz). On the contrary, the IP remains more or less constant for new gearbox.

Results of IS are shown on fig. 9 for both signals. The speed is affected by a low frequency excitation (at ~0.5Hz) due to the outer load variations (bucketing) and by a higher frequency excitation (>4Hz) due to the internal transmission errors in the gearbox. In order to separate the effect of load variations the speed is low-pass filtered at ~3Hz cut-off frequency and the low speed variation is shown on the same figure. It can be compared with the low variations of power obtained by applying the same low-pass filter to the IP.

The Fourier Transform magnitude shows the spectral content of the speed variations. However this may not be appropriate here since speed variations appear rather non-stationary especially for old gearbox. So the time-frequency spectrogram of the IS has been computed and is shown on fig. 10. Non-stationary is evident here especially for old gearbox. Note that second harmonic of the arm component seems to be correlated with load variations, which is not the case for new gearbox.

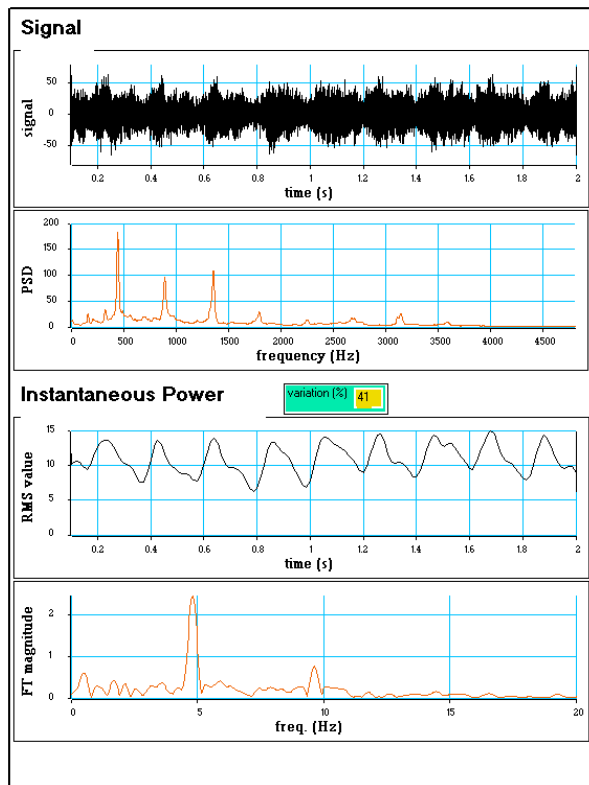


Fig. 8 (a). Old gearbox: signal, Power Spectral Density and instantaneous power (RMS value) computed on each signal segment. A strong power variation appears at the arm shaft speed (4.5Hz)

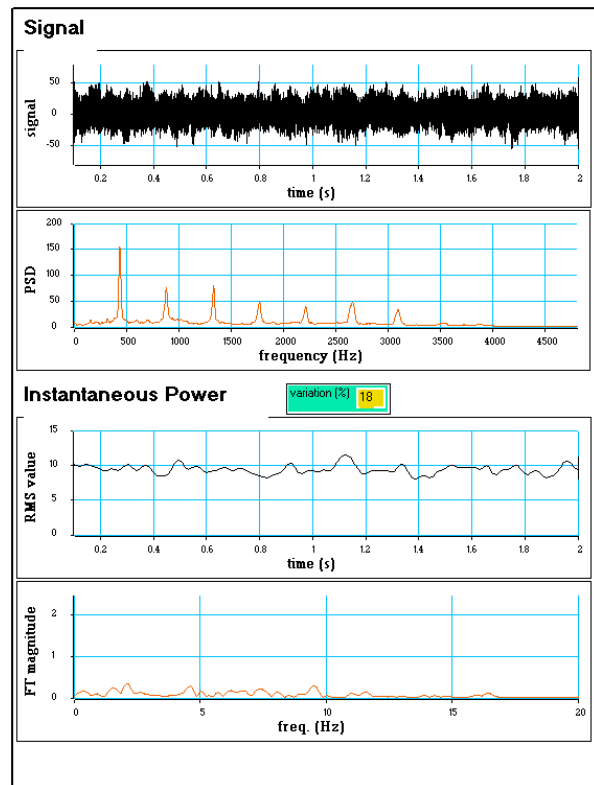


Fig. 8 (b). New gearbox: signal, Power Spectral Density and instantaneous power (RMS value) computed on each signal segment. The signal power remains approximately constant here

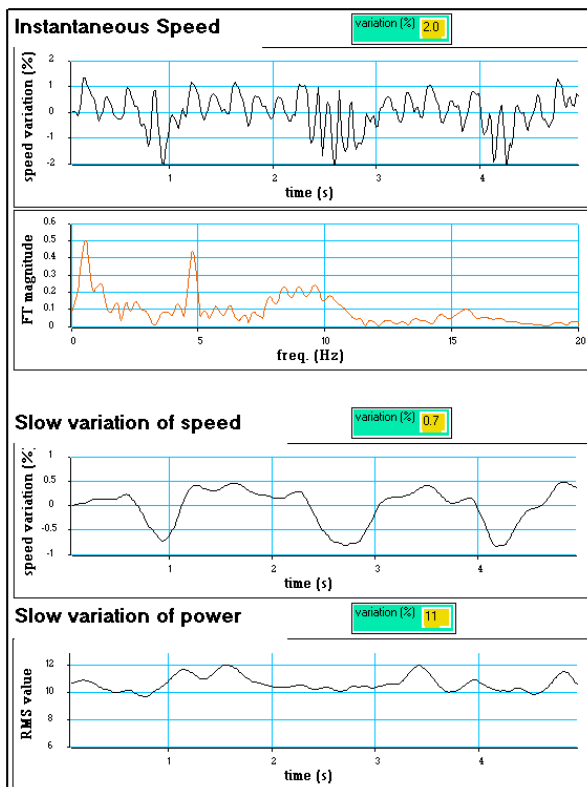


Fig. 9 (a). Old gearbox: instantaneous speed variation and comparison of low speed and power variations. Low variation of speed reflects variations of load. Slow variation of power is noticeable (11%)

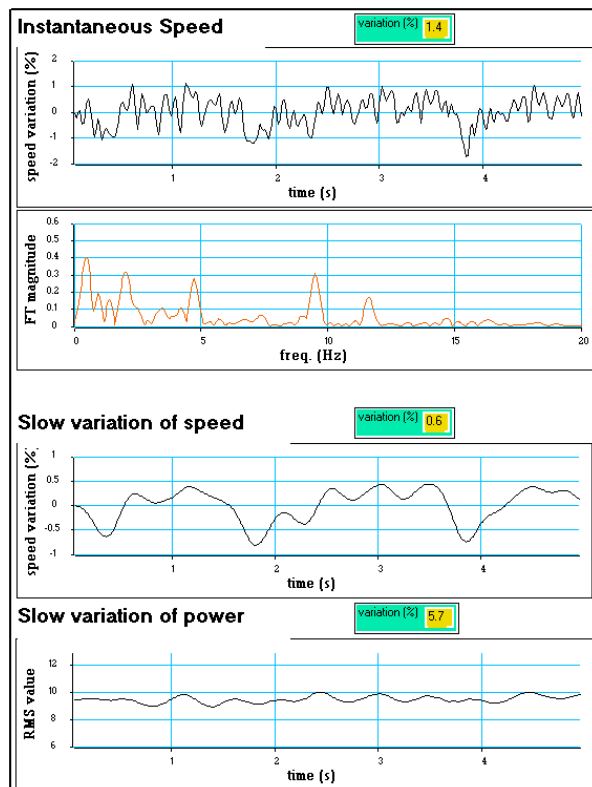


Fig. 9 (b). New gearbox: instantaneous speed variation and comparison of slow speed and power variations. Low speed variation is similar to old gearbox (similar load) but power variation is about twice smaller

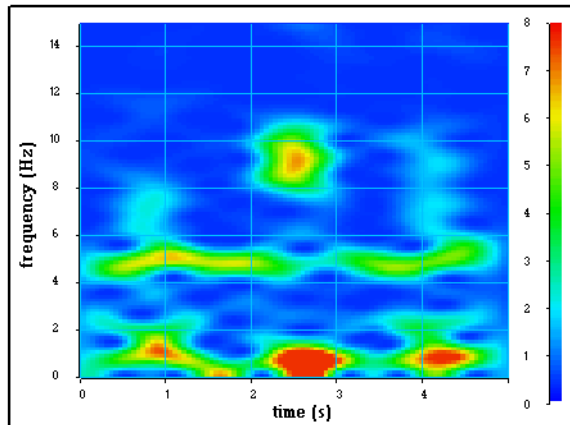


Fig. 10 (a). Old gearbox: spectrogram of IS. Non-stationarity is apparent in the speed: arm shaft 2nd harmonic (~9Hz) seems to be correlated with load variations

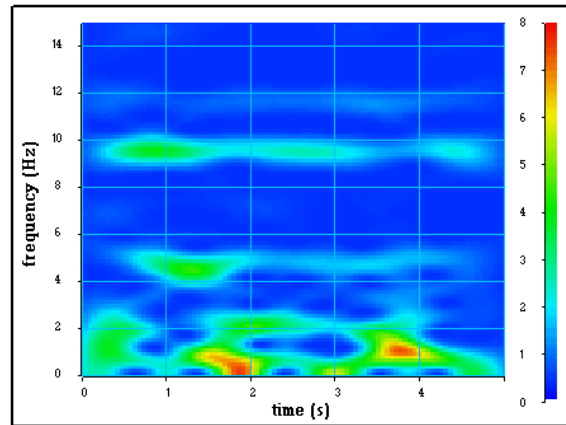


Fig. 10 (b). New gearbox: spectrogram of IS. Speed appears more stationary than for old gearbox and less dependent on load variations. 2nd harmonic of arm shaft speed is also present

Table 2. Comparison of obtained results for good and bad condition of gearbox

	Old gearbox	New gearbox
Slow variations (load)		
Instantaneous Power	$\pm 11\%$	$\pm 5.7\%$
Instantaneous Speed	$\pm 0.68\%$	$\pm 0.65\%$
Arm (4.7Hz)		
Instantaneous Power	strong variation ($\pm 40\%$)	steady (peak is 12x smaller)
Instantaneous Speed	2nd harm. Dependent on load	stationary arm components

4. DISCUSSION OF RESULTS

Main purpose of this paper was to get information about load variation based on vibration signal processing. We applied two techniques: important when load is higher (speed is lower), thus indicating a strong “susceptibility” to load variations. The reason for this is suspected to be a backlash in the gear mechanism which has developed due to the wear of the gear/bearing.

Instantaneous Power variation analysis (IP which reflects the global amplitude modulation of the signal) and Instantaneous Speed analysis. Table 2 summarizes the results obtained.

Slow variations at frequencies less than the arm frequency (4.7Hz) are related to load variations. For the old gearbox the IP variation is about twice that for the new gearbox. However the slow IS variation is similar for both gearboxes. As we argue that slow speed variations are linked to load variations, the load variation is so similar for both gearboxes (experimental conditions were approximately the same). The slow IP variation does not seem to be correlated with the load variation.

For higher frequency variations, related to the planetary gearbox components, a strong variation of the IP is detected for old gearbox, thus clearly indicating a problem. The study of the IS shows that while both gearboxes exhibit speed variations at twice the arm shaft speed (second harmonic), this variation remains small and steady for new gearbox,

whereas it is highly dependent on the load for old gearbox (fig. 9 (a) & 10 (a)).

This second harmonic component could be an indicator of a slight misalignment in the new gearbox. For old gearbox this component becomes.

A possible reason of such situation could be related with improper arm condition in old gearbox that was detected and diagnosed during analysis.

Taking into account a possible influence of the transmission path on amplitude modulation (fig. 2), IS estimation technique is more reliable than amplitude based approach for outer load estimation.

5. CONCLUSION

The purpose of this paper was to get information about the outer load and speed instantaneous variations based on signal processing of the vibration signal, in order to find indicators that could help for the diagnosis of a planetary gearbox submitted to important load variations. For estimation of the instantaneous speed we have proposed a method that models the speed variation as a local time-scaling factor estimated on each segment of the signal. Its advantage, compared to phase demodulation of one particular mesh harmonic, is to exploit all harmonics of the meshing vibration together, thus providing more robustness in the estimation. We have also defined the instantaneous power as the RMS value of the signal computed on each segment, which reflects the

global amplitude modulation of the signal. Both IP and IS have been separated in a low-frequency variation, related to the outer load, and a higher frequency variation related to the planetary stage of the gearbox. The results have been compared between two gearboxes, one being in a presumably faulty condition and a new one after replacement. The study of the IS showed that the higher frequency speed variation remains small and stationary for the new gearbox, whereas it is highly dependent on the load for the used gearbox, thus indicating a backlash due to wear in the gear/bearing mechanism. We conclude that while a fault could be detected from the strong amplitude modulation observed for the used gearbox, the study of the instantaneous speed and outer load variation have helped us to refine the diagnosis of this fault.

Paper is financially supported by State Committee for Scientific Research 2005- 2008 as research project

REFERENCES

- [1] Stander C. J., Heyns. W.: *Schoombie Using Vibration Monitoring For Local Fault Detection on Gears Operating Under Fluctuating Load Conditions*. Mechanical Systems And Signal Processing (2002) 16(6), 1005–1024
- [2] Bonnardot F., El Badaoui M., Randall R. B., Danière 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.
- [3] Baydar N., Ball A.: *Detection of gear deterioration under varying load conditions by using the instantaneous power spectrum*. Mechanical Systems and Signal Processing (2000) 14, 907–921.
- [4] Zhan Y., Makis Y., Jardine A. K. S.: *Adaptive State Detection Of Gearboxes Under Varying Load Conditions Based On Parametric Modelling Mechanical*. Systems And Signal Processing (2004).
- [5] Bartelmus W. Zimroz R.: *Identification of operation factor for needs of diagnostics of planetary gearbox used in mining excavator*. Diagnostyka vol.1(37),2006 (in Polish).
- [6] Randall R. B.: *A new method of modelling gear faults*. 1982 Journal of Mechanical Design 104, 259–267.
- [7] Bartelmus W.: *Condition monitoring of open cast mining* (in Polish) Published by Śląsk, Katowice 1998 str.1 – 264.
- [8] Zimroz R.: *A diagnostic method of mutli-stage gear used in belt conveyor drives systems based on modelling* - Phd thesis, Wroclaw University of Technology 2002 (in Polish).
- [9] Bartelmus W. Zimroz R.: *Planetary gearbox vibration signal analysis for condition monitoring*. COMADEM Conference, Cranfield UK 2005
- [10] Boashash B.: *Estimating and Interpreting the Instantaneous Frequency of a Signal - Part 2: Algorithms and Applications*. Proceedings of the IEEE, Vol. 80, No. 4, April 1992, 540-568.
- [11] Combet F., Jaussaud P., Martin N.: *Estimation of slight speed gaps between signals via the scale transform*. Mechanical Systems and Signal Processing 19 (2005) 239-257.



Radoslaw ZIMROZ, PhD
Graduate from Electronic Department (speciality -Acoustics) Wroclaw University of Technology, 1998, PhD (2002) at Mining Engineering Department WUT (with honours).

Since 1998 in Machinery Systems Group at Institute of Mining Engineering, WUT. Scientific training (9 months) at Cranfield University (SOE/PASE/AMAC), UK.

Interest: modelling and diagnostics of gearboxes, vibration signal processing, application of AI methods.



François COMBET, PhD
Graduate from Ecole Normale Supérieure de Cachan (Paris, France), 1998, speciality Electrical Engineering and Applied Physics, PhD at Institut National Polytechnique de Grenoble (2003), research visitor

for 6 months at the University of New South Wales (Australia). Since Jan. 2005: Research Fellow in Applied Math and Computing Group at Cranfield University (UK). Interest in signal processing, modelling and diagnosis of mechanical systems (gearboxes and cable transportation systems).

OPTIMIZATION OF STRUCTURE OF NEURAL MODELS USING DISTRIBUTED COMPUTING ENVIRONMENT

Adam TOMANEK, Piotr PRZYSTAŁKA, Marek ADAMCZYK

Silesian University of Technology, Department of Fundamentals of Machinery Design
Konarskiego Street 18a, 44-100 Gliwice, Poland, e-mail: pprzystalka@polsl.pl, madamczyk@polsl.pl

Summary

The main aim of this paper was to identify the optimal structures of considered neural models using the distributed computing environment. In this paper distributed optimizing of feed-forward neural network architectures for given problems is presented. The computing environment is composed of a few important packages and modules and has been created by the authors in order to aid developing some soft computing methods [4], where a lot of calculations are needed. At the beginning the authors decided to adapt a simple systematic-search algorithm that searches through every possible combination of network structures. Since this class of algorithms requires large amount of computation the distributed computing system was employed.

Keywords: distributed computing, ad-hoc computing clusters, artificial neural networks, heuristic modeling, optimizing neural network architecture.

OPTYMALIZACJA STRUKTURY MODELI NEURONOWYCH Z ZASTOSOWANIEM ROZPROSZONEGO ŚRODOWISKA OBLICZENIOWEGO

Streszczenie

Głównym celem przeprowadzonych badań było zidentyfikowanie optymalnej struktury rozpatrywanych modeli neuronowych z zastosowaniem środowiska do obliczeń rozproszonych. W artykule zaprezentowano zastosowanie systemu do rozproszonej optymalizacji struktury sztucznej sieci neuronowej typu perceptron wielowarstwowy dla zadanego problemu. Prezentowane środowisko obliczeniowe jest złożone z kilku pakietów oraz modułów i zostało utworzone przez autorów w celu wspomagania rozwoju metodologii modelowania heurystycznego [4], gdzie niezbędnych jest wiele obliczeń. W początkowym stadium rozwoju oprogramowania autorzy zastosowali prosty algorytm przeszukiwania systematycznego każdej możliwej kombinacji struktury sieci. Ponieważ tego typu algorytmy z reguły wymagają dużych mocy obliczeniowych, postanowiono wykorzystać system omawiany w niniejszym artykule.

Słowa kluczowe: rozproszone obliczenia, klastery typu ad-hoc, sztuczne sieci neuronowe, modelowanie heurystyczne, optymalizacja struktury sieci neuronowej.

INTRODUCTION

Heuristic modeling of objects and processes [4] is a very difficult task. Most of the physical processes realized by complex objects are stochastic and dynamic in nature. Sometimes it is impossible to use analytical methods [4] because modeling of such systems (i.e. using physical processes) is a complicated task involving plenty of time and effort. It is necessary to do a lot of calculations. This purpose generates the need of having a high-powered CPU unit that can make a lot of calculations in a short time. In case like this there are at least two alternative ways to solve this problem. One is to use a supercomputer, while the other is to use a group of computers working together simultaneously [3]. A collection of PCs (nodes) is called a cluster.

Recently, clusters of personal computers (PCs for short) are high-powered technical computing

platforms offering a low-priced alternative to traditional supercomputers [1, 2]. PCs clusters besides the low cost possess much more advantages such as: can be built in a modular fashion (for persons' requirements), the number of nodes, the node types and the network may be chosen, etc. In many articles it is possible to find classification of computer clusters by functionality: High Performance Computing [3], High Availability Computing [9], Load Balancing Cluster [5, 9].

This paper deals with distributed optimizing of feed-forward neural network architectures for heuristic modeling of a dynamic system and an industrial plant using the described computing environment.

This environment is easy-to-use, free-of-charge for non-commercial research purposes and is an ideal platform for all social scientists and even for graduate students. It is designed to be run on a usual PC-compatible computer without installing anything

on the computer hard drive. The environment may be used in many applications but in this time it is applied for a well-known problem such as optimizing neural networks topology. There are many paper and books deals with this task [5, 7]. These methods usually need to do a lot of calculations. In other words many variants of network structures have to be tried. Therefore, there is a need to use a distributed system.

The paper is composed as follows. In Section 1 a brief description of this environment is given. Next, in Section 2 some performance tests are presented. At the end of the paper, there are two examples presented. They show modeling of a dynamic system and modeling of an electric furnace by means of the described environment.

1. ENVIRONMENT DESCRIPTION

1.1. The main idea

The basic schema of the distributed computing environment for heuristic modeling of objects and processes is given in Figure 1. It is multilayer application architecture. There are two major layers: the low-level layer (realizing migration of processes or threads) and the high-level one (e.g. user interface, web server, database, neural network simulator engine, etc. for solving given problems).

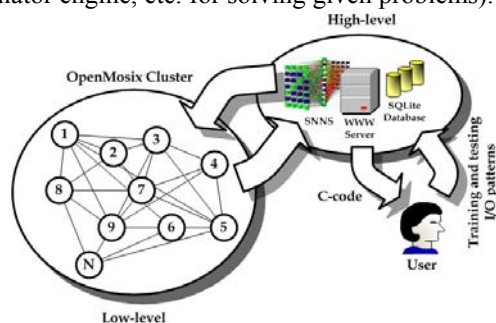


Fig.1. Architecture of the distributed computing environment for a neural modeling

1.2 Main components The low-level layer

The main part of the computing environment includes the openMosix system for parallel computing. openMosix is a Linux kernel extension for single-system image clustering [2, 5]. This kernel extension turns a network of ordinary computers into a supercomputer for Linux applications. The openMosix technology is composed of two major parts [5]: a Preemptive Process Migration (PPM) mechanism and a set of algorithms for adaptive resource sharing (both are implemented at the kernel level and they are completely transparent for user level). The PPM is able to migrate any process, at any time, to any available node by using information gathered from one of the resource sharing algorithms. openMosix has no central control (no master/slave relationship between nodes), each node operates as an autonomous system and it allows dynamic

configuration. There are two main resource sharing algorithms of openMosix [5]: the load-balancing and the memory ushering.

Using a Linux system and OpenMosix technology as a low-level layer unlocked an easier way to distribute processes and threads seamlessly across any machine on the network. Instead of needing a lengthy and complex installation process, the operating system with environment runs directly from a CD.

The high-level layer

There are also included tools based on the GNU Compiler Collection (GCC) and programs (Apache, SQLite, etc.) for programming in C, C++, Fortran, and Java etc. For modeling task the environment gives Stuttgart Neural Network Simulator (SNNS for short, a software simulator for neural networks on Unix/Linux workstations) [6].

Additionally, one is able to access files on USB memory devices, floppy, Zip or hard drives connected to the computer, as well as networked resources on Windows and Macintosh networks and on the Internet.

User interface

In order to simplify usage of the distributed system for both the administrator and end-user the website was designed using PHP language.

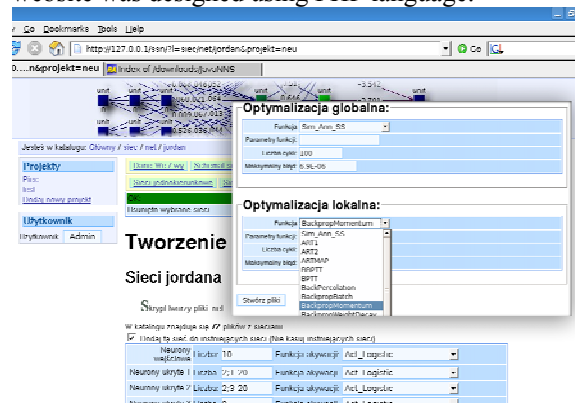


Fig.2. Easy to access user interface (in Polish)

Figure 2 shows an example of the sub-site, where the user has to set some parameters for global and local optimization algorithms of neural network topology. The user is also able to modify nearly all the options available in the SNNS. Thus, it makes possible to prepare several different network topologies and many different types of learning procedures automatically. The above-described environment also gives a simple interface for analyzing errors. The user is able to analyze quality of the model by looking at figures generated on a webpage and he/she can use some formal quality measures as well. Three various quality measures were defined: Thiel's coefficient (U), mean absolute percentage error ($MAPE$), and confirming with Obuchowicz coefficient (J) (detailed description of quality measures was omitted in the paper).

The last advantage of this interface is that after the optimizing stage the user may get a complete C-code with an embedded optimal neural structure and put it into a dedicated system.

2. PERFORMANCE AND SPEED TESTS

There are at last two ways to create programs that can be distributed among different machines in a network (employing the cluster). One way is to use simple BASH scripts which run several independent processes or the second is to write C/C++ programs using POSIX threads API [7].

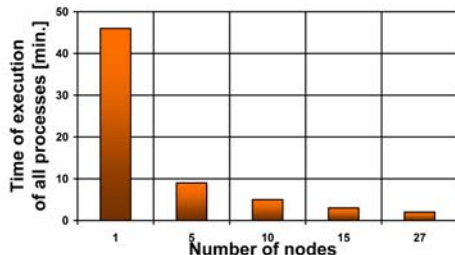


Fig.3. Performance test of the cluster

In particular, the authors have carried out a series of performance tests (all the trials were carried out on 27 computers with Pentium 4 dual channel processor and 2 GB RAM connected with each other by 1-Gb Ethernet network infrastructure). These tests depended on running sixty processes in the same time (each process needed about one minute to be executed). In Figure 3 average results are shown.

The time of execution of all processes for 27 nodes, on the average, is over twenty times faster than for a single PC.

3. EXAMPLES OF HEURISTIC MODELING

In the following part of the paper two examples of applications will be demonstrated. The first one shows results of using the computing environment and commercial Matlab environment (without distributed engine and also without optimization of network topology) for modeling a dynamic system. The second one presents results of modeling an industrial furnace with using the distributed system only.

3.1. Modeling dynamic system

For the given input-output pairs $\{u(k), y(k)\}$ generated by the non-linear system defined by:

$$y(k) = \frac{y(k-1) \cdot y(k-2) \cdot u(k) \cdot u(k-2) \cdot [u(k)-1] + u(k-1)}{1 + y(k-2)^2 + u(k)^2}, \quad (1)$$

identify a topology of the network and its parameters. In the training stage the input-target patterns were represented as follows:

$$\{(P(k), T(k)) | k = 1, \dots, N\}$$

$$P(k) = [u(k) \ u(k-1) \ \dots \ u(k-5)], \quad (2)$$

$$T(k) = [y(k-1) \ y(k-2) \ \dots \ y(k-5)]$$

where: $u(k)$ was initialized with random values (1000 samples with a uniform distribution in the

range $<-2; 1.2>$). In the testing stage three different input signals were used: polyharmonic signal, hard-limit signal and pseudo-random binary sequence (in Tables 1 and 2 results only for the first signal are shown).

For this task two experiments were done. Firstly, the authors used simple scripts written using Matlab language. There were implemented three kinds of a neural network: a simple feed-forward neural network (*ffbp*), feed-forward neural network with delay lines (*ffbptd*) and locally recurrent one $iir^{(2,1)}arx^{(1,1)}$. Their topologies and training methods will not be discussed in this paper. The exemplary results are presented in Table 1.

Table 1. Results obtained for static and locally recurrent neural networks (using Matlab program without distributed engine)

J [-]	U [-]	MAPE [%]	Neural network
8,35E-05	1,19E-01	2,28E-01	<i>ffbptd</i>
9,12E-05	2,11E-01	2,56E-01	<i>iir^(2,1)arx^(1,1)</i>
12E-05	2,28E-01	2,76E-01	<i>ffbp</i>

Table 2. Results obtained for feed-forward neural networks with optimizing their structures (using distributed computing system)

	J [-]	U [-]	MAPE [%]	Neural network
1	5,28E-05	1,52E-01	1,87E-01	11.8.21.1
2	5,47E-05	1,54E-01	1,97E-01	11.21.20.1
3	5,54E-05	1,55E-01	1,99E-01	11.16.16.1
4	5,66E-05	1,57E-01	2,04E-01	11.12.12.1
.	.	.	.	.

Next, the authors employed the distributed computing system in order to find optimal feed-forward neural network architecture. Before starting optimization of a structure learning algorithms and their parameters were selected (simulated annealing for global optimization and backpropagation algorithm with momentum technique for local optimization). The maximum network complexity was set up as a network with 11 neurons with hyperbolic activation function in the input layer, 30 neurons with hyperbolic function in the first hidden layer, 30 neurons with hyperbolic function in the second hidden layer and one unit with linear transfer function in the output layer. About eight hours were necessary to find an optimal network topology with using the distributed system (with 27 nodes). The results received during the testing stage are included in Table 2.

3.2. Modeling electric furnace

This example describes the application of the discussed distributed system to data gathered from the real process. In order to create a submodel of the process which is described in [4] a non-linear discrete difference equation is proposed (Eq. 2, inputs and output were selected based on information from staff maintaining this object and technical documentation dealing with this process):

$$\hat{y}_{Cu}(k + \Delta k) = \hat{f}[\mathbf{I}(k), \mathbf{L}(k), \hat{\mathbf{I}}(k), \hat{\mathbf{L}}(k), p(k), y_{Cu}(k)], \quad (3)$$

where: $\mathbf{I}(k)$ is a vector of three currents, $\mathbf{L}(k)$ is a vector that determines positions of three electrodes; $p(k)$ is a position of a claw of the transformer; $y_{Cu}(k)$ is a current state parameter describing the copper concentration in slag; Δk is the time horizon of prediction (for this example it equals 15, 20 and 60 min.); $\hat{f}$ represents a non-linear input-output relation of the feed-forward neural network; $\hat{\mathbf{I}}(k), \hat{\mathbf{L}}(k)$ are suitably preprocessing currents and electrodes positions.

Table 3. Results received for four-layered feed-forward neural networks with optimizing their structures (using distributed computing system)

	J [-]	U [-]	MAPE [%]	Neural network
$\Delta k=15$				
1	4,11E-03	9,54E-01	2,43E+00	15.7.11.1
2	4,17E-03	9,64E-01	2,63E+00	15.4.12.1
3	4,18E-03	9,64E-01	2,72E+00	15.7.4.1
.	.	.	.	.
$\Delta k=20$				
1	7,27E-03	9,58E-01	3,14E+00	15.11.6.1
2	7,40E-03	9,65E-01	3,22E+00	15.9.6.1
3	7,44E-03	9,67E-01	3,20E+00	15.8.7.1
.	.	.	.	.
$\Delta k=60$				
1	4,52E-02	8,36E-01	8,75E+00	15.8.5.1
2	4,65E-02	8,49E-01	8,49E+00	15.5.5.1
3	4,67E-02	8,51E-01	8,60E+00	15.6.4.1
.	.	.	.	.

In this example the authors have proceeded similarly as in the first case. Nevertheless, here four-layered network (15 neurons in the input layer with hyperbolic transfer function, two hidden layers with 30 neurons in each with hyperbolic function as well and one output neuron with linear activation function) was set up as the maximum network complexity. Some results of optimization are given in Table 3. They are not as good as in the first task but they are still acceptable. Note that the modeled plant is very complex, therefore simple feed-forward networks are not able to represent their completely dynamic behavior (authors are going to employ Jordan and Elman networks to do so in the future).

4. SUMMARY

With respect to the experiments conducted here it can be stated that generally, a distributed computing is very fascinating domain of research. The authors have presented a complete computing environment that might be applied for modeling tasks (using soft modeling methods). It is a tool free of charge in case of research purposes.

Note that the authors did not want to show that their system is better than commercial products but they would like to present some advantages of freeware systems and their applications.

5. FUTURE WORK

For the reason that systematic-search algorithms are not very effective the authors will try to use the ENZO application that offers genetic algorithm for optimizing network topology (it is an extension of the SNNS). In case when migration of this application would not be possible to realize, they would create their own BASH scripts. There will also be a trial with applying other types of architectures such as: Jordan networks, Elman and extended hierarchical Elman networks.

ACKNOWLEDGMENTS

Paper presents a selected part of the research supervised by Prof. W. Moczulski. This research has been partially supported by the Ministry of Education and Scientific Research under grant No. 4 T07B 018 27.

REFERENCES

- [1] Barak, A.; Shiloh, A.; Amar, L.: *An organizational grid of federated MOSIX clusters*. Computer Systems and Software Engineering, 1996., Proceedings of the Seventh Israeli Conference on 12-13 June 1996 Page(s):38 - 45 Digital Object Identifier 10.1109/ICCSSE.1996.554847
- [2] Lottiaux, R.; Gallard, P.; Vallee, G.; Morin, C.; Boissinot, B.: *OpenMosix, OpenSSI and Kerrighed: a comparative study*. Cluster Computing and the Grid, 2005. CCGrid 2005. IEEE International Symposium on Volume 2, 9-12 May 2005 Page(s):1016 - 1023 Vol. 2 Digital Object Identifier 10.1109/CCGRID.2005.1558672.
- [3] Buyya R. *High Performance Cluster Computing: Architectures and Systems*. Prentice Hall PTR, NJ, USA, 1999.
- [4] Moczulski W.: *Methodology of Heuristic Modelling of Dynamic Objects and Processes for Diagnostics and Control.*: Recent Developments in Artificial Intelligence Methods. AI-METH 2005, p. 123 – 126.
- [5] Korbicz J., Koscielny J.M., Kowalczyk Z., Cholewa W. (Eds.): *Fault diagnosis. Models, Artificial Intelligence, Applications.*: Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2004 New York. ISBN 3-540-40767-7.
- [6] <http://openmosix.sourceforge.net/>, The openMosix Project.
- [7] <http://www-ra.informatik.uni-tuebingen.de/SNNS/>, Stuttgart Neural Network Simulator home page.
- [8] <http://yolinux.com/TUTORIALS/LinuxTutorial/PosixThreads.html#BASICS>, YoLinux Tutorial: POSIX thread (pthread) libraries.
- [9] <http://lcic.org>, Linux Clustering Information Center.

WPŁYW NIESTACJONARNOŚCI I PRZYPADKOWOŚCI OBSERWACJI NA OCENĘ STANU W WIELOWYMIAROWEJ DIAGNOSTYCE MASZYN

Czesław CEMPEL, Magdalena KRAKOWIAK

Instytut Mechaniki Stosowanej Politechniki Poznańskiej; email: czeslaw.cempel@put.poznan.pl; magdalena.krakowiak@doctorate.put.poznan.pl

Streszczenie

Symptomy diagnostyczne wielu diagnozowanych obiektów mają dużą wrażliwość na zakłócenia. Zatem symptomowa macierz obserwacji (SMO) ma składową przypadkową. Może to zachodzić z tytułu niekontrolowanej zmiany obciążenia. Ma to istotny wpływ na końcową ocenę stanu obiektu. Jako remedium w pracy zaproponowano uśrednianie początkowej wartości symptomów, a dopiero następnie zastosowanie rozkładu względem wartości szczególnych (SVD). Jak się okazuje to proste pociągnięcie może przynieść liczące się rezultaty w podwyższeniu stabilności i diagnostycznej informatywności wyników przetwarzania SMO.

Słowa kluczowe: obserwacja wielowymiarowa, przekształcenie SVD, niestacjonarność obciążenia.

CONDITION ASSESSMENT IN UNSTATIONARY WORKING REGIME AND RANDOM COMPONENT OF OBSERVATION VECTOR IN MULTIDIMENSIONAL MACHINERY DIAGNOSTICS

Summary

Machine symptoms of condition of many diagnosed object have some sensitivity to disturbances, either of stochastic nature or as the load sensitivity, if machine works in nonstationary regime. As a remedy to this inconvenience we can apply the averaging of initial symptom value before classical application of singular value decomposition (SVD). As it is shown in the paper, this simple preprocessing can bring us the good result in the stability and diagnostic information value of applied symptoms.

Keywords: vibration monitoring, multidimensional observation, symptoms preprocessing, singular value decomposition (SVD).

1. WSTĘP

Propozycja diagnostyki wielowymiarowej obiektów krytycznych, z zastosowaniem rozkładu względem wartości szczególnych (SVD) do transformacji informacji zawartych w symptomowej macierzy obserwacji, liczy sobie już kilka lat [1]. Koncepcja wielowymiarowości w diagnostyce była rozwijana przez pierwszego autora i jego zespół i stan jej rozpracowania przedstawiają przykładowo ostatnie prace [3, 4]. W pracach tych na podstawie wielowymiarowej symptomowej macierzy obserwacji (SMO) wyznacza się **uogólnione** symptomy uszkodzeń metodą SVD i składowych głównych (PCA), a przy użyciu koncepcji **niezawodności symptomowej** [8] dla takiego uogólnionego symptomu, wyznacza się uogólnioną krzywą życia i wartość graniczną S_l symptomu, niezbędna dla bezpiecznej eksploatacji obiektu. Wielowymiarowość obserwacji dla obiektów niestacjonarnych została wzbogacona o skalowanie odczytów współbieżne ze zmiennym i niestacjonarnym obciążeniem maszyny. W jednej z ostatnich publikacji [9]. Pokazano tam, że poprawia to znacznie możliwości wnioskowania

i wyznaczania uogólnionych wartości granicznych S_l , niezbędnych w bezpiecznej eksploatacji obiektów krytycznych. Skalowanie to polega w istocie na dodaniu (lub odjęciu) czynnika poprawkowego poprzez odpowiednie mnożenie danego wiersza symptomowej macierzy obserwacji (SMO). Można to też interpretować jako metodę usunięcia zakłóceń przypadkowych z obserwacji. Zatem przez analogię można pomyśleć o innej metodzie usuwania zakłóceń, np. przez średniowanie bieżące symptomowych krzywych życia o dużych składowych przypadkowych odczytu.

Jak się okazuje jest to szczególnie istotne w zakłóceniach obserwacji początkowych, które są używane do centrowania i normalizacji we wstępnych obliczeniach tuż przed rozkładem SVD. Ta wrażliwość na normalizację wyszła na jaw przy badaniach zgodności rankingu ekspertów w populacji ocenianych wniosków i osiągnięć za pomocą metody SVD [10]. Okazało się wtedy, że klasyfikacja i ranking wniosków zależą silnie od metody **przekształcania wstępnego** macierzy, podobnie jak wkład informacyjny zastosowanych ocen (*symptomów*). A najbardziej zgodny ranking

można uzyskać przez centrowanie i normalizację do wartości średniej symptomów.

W diagnostyce normalizacja i centrowanie do wartości średniej nie ma sensu z dwu powodów. Znamy tu przecież dodatkowo uporządkowanie odczytów wg czasu życia obiektu θ , oraz po drugie znamy **stan znamionowy** obiektu nowego, lub po odnowie na początku eksploatacji dla $\theta=0$. Zatem taki stan należy zastosować do normalizacji i centrowania, a w przypadku niestacjonarności wartości początkowych, np. z tytułu zakłóceń, taką wartość do centrowania i normalizacji można uzyskać przez średniowanie (*wygładzanie*) początkowych wartości symptomów. Taka jest właśnie naczelną ideą obecnej pracy, czyli sprawdzenie diagnostycznej przydatności uśredniania początkowych wartości symptomowej macierzy obserwacji (**SMO**), razem lub oddzielnie ze skalowaniem **SMO** dla obiektów niestacjonarnych. Tak wstępnie przetworzona macierz obserwacji poddana będzie następnie rozkładowi względem wartości szczególnych (*singular value decomposition* – **SVD**) jak to już czyniliśmy w cytowanych wyżej publikacjach.

2. REDUKCJA WPŁYWU NIESTACJONARNOŚCI PRACY OBIEKTU I PRZYPADKOWOŚCI OBSERWACJI

Niestacjonarności pracy obiektu jest bezpośrednim efektem braku kontroli nad warunkami pracy maszyny. Może tu być kilka bezpośrednich powodów takiego stanu rzeczy, po pierwsze kiedy maszyna (np. wentylator) pracuje na sieć która ma swe własne obwody regulacji, nie sprzężone z regulacją pojedynczej maszyny. Po drugie, kiedy diagnozowane obiekty współpracują z otoczeniem o charakterystykach przypadkowych, takie jak podmuchy wiatru (*aerogeneratory*), falowanie morza (*statki, okręty*), i tym podobne. W takich przypadkach jako remedium można też polecić reskalowanie obserwacji, przedstawione niedawno w pracy [10]. Główna idea tego pomysłu może być przedstawiona jak niżej.

Weźmy pod uwagę jedną ze składowych wektora obserwacji S o numerze n (n -ta kolumna symptomowej macierzy obserwacji) i popatrzmy jak wygląda jego zależność od czasu życia dla obserwacji czynionej w czasie θ_p przy wartości L_p obciążenia, jedynej składowej wektora logistycznego symbolizującej wielkość obciążenia obiektu. Możemy to ująć matematycznie w postaci $S_{pn}(\theta_p, L_p)$, a stosując rozkład w szereg Taylora otrzymamy jak niżej

$$\begin{aligned} S_{pn}(\theta_p, L_p) &= \\ S_{pn}[\theta_p, L_o(1 + \frac{\Delta L_p}{L_o})] &\cong \\ (1 + \frac{\Delta L_p}{L_o}) S_{pn}(\theta_p, L_o) \end{aligned} \quad (1)$$

co sprowadza się w tym przybliżeniu do **multiplikatywnego** wpływu wektora logistycznego L na wartość symptomu.

Zatem dążąc do normalizacji n -tego odczytu symptomowego wektora obserwacji do stanu **znamionowego** obciążenia L_o , czyli do reskalowanego (znamionowego) odczytu $S_{pn}(\theta_p, L_o)$, powinniśmy odczytaną wartość symptomu pomnożyć przez czynnik reskalujący

$$I_p = (1 + \frac{\Delta L_p}{L_o})^{-1} \quad (2)$$

Oznacza to, że dla dodatniego przyrostu obciążenia $\Delta L > 0$ w stosunku do obciążenia znamionowego stanu zdatnego, odczytany symptom należy podzielić przez czynnik większy od jedności ($I_p < 1$) i odwrotnie dla spadku obciążenia $\Delta L < 0$, podzielić przez czynnik mniejszy od jedności.

Tyle jeśli chodzi reskalowanie pojedynczego symptomu S_n w naszej **SMO**. Jeśli założymy dalej, że podobnie zachowują się pozostałe symptomy w wektorze obserwacji, to ten współczynnik możemy zastosować do całego wiersza macierzy obserwacji, czyli zagadnienie reskalowania pojedynczego symptomu możemy przenieść na reskalowanie symptomowej macierzy obserwacji, tak jak to dalej pokazano w [10].

Jeśli natomiast niestacjonarności odczytu wartości wektora symptomów nie da się połączyć ze zmianą obciążenia jak wyżej, to możemy jedynie uznać, że dany symptom posiada pewną składową przypadkową o rozkładzie normalnym (w *pierwszym podejściu*). Aby się pozbyć takich fluktuacji można zastosować jedną z metod q - punktowego (np. $q = 2; 3; \dots$) średniowania bieżącego, dostępnego w każdym prawie przyborniku systemów obliczeniowych. Dostępne tu są proste funkcje uśredniające całą macierz (**SMO**) wzdłuż kolumn, np. *movavg(SMO, q)* dla systemu Matlab®. Znaczy to, że każda składowa wektora obserwacji (*kolumna macierzy obserwacji SMO*) będzie w ten sposób wygładzona, i przy właściwym doborze q pozostanie do dalszych obliczeń tylko trend danego symptomu, bez szkodliwych dla wyniku przypadkowych fluktuacji wartości symptomu. Jak wynika ze wstępnych symulacji fluktuacje takie są najbardziej szkodliwe decyzyjnie na początku obserwacji, czyli dla wartości początkowych symptomów, czyli pierwszych wierszy startowych do obliczeń za pomocą przekształceń **SMO**.

Zostawmy zatem na boku wygładzanie całych symptomowych krzywych życia (*kolumn SMO*), bo do tego celu należy mieć znacznie więcej odczytów symptomów (*co najmniej 50 – 100*), a zajmijmy się wprawdzie i na użytek tej pracy zbadaniem wpływu uśrednienia wartości początkowych ($q=1;2;3$) symptomowych krzywych życia.

$$S_{am} = \text{movavg}(S_{nm}, q), \quad n=1, \quad (3)$$

gdzie $q=1$; oraz $n=2,3$ gdy $q=2,3$

Sprowadzi się to obliczeniowo do centrowania i normalizacji nie wg wartości początkowej $\mathbf{m}$ – tego symptomu S_{om} , lecz do uśrednionej wartości początkowej S_{am} (*indeks a jak average*). Zatem jeśli w teoretycznej operacji uśredniania $q = 1$, to mamy uśrednianie jednopunktowe i faktycznie normalizujemy i centrujemy do wartości początkowej, jak do tej pory. Jeśli natomiast wybierzemy $q > 1$, to będziemy mogli zbadać wpływ uśredniania wartości początkowych symptomów, na wynikową decyzję diagnostyczną. Łącząc to jeszcze z operacją reskalowania dla niestacjonarnej pracy obiektu, możemy rozkład SOM wg wartości szczególnych (SVD) przedstawić jak niżej.

3. ROZKŁAD SYMPTOMOWEJ MACIERZY OBSERWACJI Z UŚREDNIANIEM I RESKALOWANIEM OBSERWACJI

Weźmy zatem pod uwagę symptomową macierz obserwacji SOM, jako realizację wektora symptomów. Do celów obliczeń metodą SVD poszczególne kolumny (symptomy) tej macierzy są centrowane i normalizowane do wartości początkowej ($\theta = 0$, *rzeczywistej lub uśrednionej*), tak że obecnie proponowany ciąg przekształceń wektora symptomów w reskalowaną macierz można zapisać jak niżej;

$$\begin{aligned} {}^R O_{pr} &= L_{pp} * O_{pr} = [L_{pp}] * [S_{nm}], \\ S_{nm} &= \frac{S_{nm}}{S_{am}} - 1, \end{aligned} \quad (4)$$

gdzie pogrubione litery oznaczają pierwotnie mierzone składowe macierzy przed ich normowaniem, a wielkość normująca i centrująca S_{am} zależy od parametru uśredniania bieżącego $q = 1; 2; 3$ jak to przedstawiono we wzorze (3).

Procedura SVD rozkładu powyższej macierzy prostokątnej daje nam lewostronne i prawostronne wektory szczególne i wartości szczególne σ_i , jak niżej [7]

$${}^R O_{pr} = U_{pp} * \Sigma_{pr} * V_{rr}^T, \quad (5)$$

(T - macierz transponowana).

Tutaj U_{pp} to kwadratowa macierz lewostronnych wektorów szczególnych, V_{rr} macierz prawostronnych wektorów szczególnych, Σ_{pr} diagonalna macierz wartości szczególnych, jak niżej:

$$\begin{aligned} \Sigma_{pr} &= \text{diag} (\sigma_1, \dots, \sigma_l), \text{ and } \sigma_1 > \sigma_2 > \dots > \sigma_u > 0, \quad (6) \\ \sigma_{u+1} &= \dots = \sigma_l = 0, \quad l = \max (p, r), \quad u = \min (p, r). \end{aligned}$$

Z dotychczasowych prac autora i jego zespołu wiadomo, że najlepsza interpretacja diagnostyczna powyższej transformacji SMO wynika z dwu wielkości pochodnych otrzymanych z SVD. Pierwsza zwana, **uogólnionym symptomem uszkodzenia** nr t , otrzymana z macierzy obserwacji lub z iloczynu odpowiednich wartości szczególnych i wektorów własnych rzędu t ,

i przedstawia ona czasowy profil rozwijającego się uszkodzenia; $P_t(\theta)$;

$$SD_t = {}^R O_{pr} * v_t = \sigma_t * u_t \sim P_t(\theta), \quad t = 1, \dots, u. \quad (7)$$

Druga wielkość jest miarą energetyczną powyższego i dlatego może przedstawiać kumulacyjne zaawansowanie tego uszkodzenia, czyli:

$$\text{Norm}(SD_t) \equiv \|SD_t\| = \sigma_t \sim F_t(\theta), \quad t = 1, \dots, u. \quad (8)$$

Oczywiście, przy śledzeniu ewolucji uszkodzeń w obiekcie obydwie wielkości będą zależeć od czasu życia obiektu θ , czyli będziemy mieli; $SD_t(\theta)$ i $\sigma_t(\theta)$. Monitorując zaś sumaryczne zaawansowanie uszkodzeń w użytkowanym systemie dogodnie jest śledzić sumy powyższych wielkości, jak niżej;

$$\text{Sum} SD_t(\theta) = \sum_{i=1}^{\bar{t}} SD_i(\theta) = \sum_{i=1}^{\bar{t}} \sigma_i(\theta) \cdot u_i(\theta) = P(\theta), \quad (9)$$

$$\text{Sum} \sigma_i(\theta) = \sum_{i=1}^{\bar{t}} \sigma_i(\theta) \sim \sum_{i=1}^{\bar{t}} F(\theta)_i = F(\theta).$$

Taka interpretacja diagnostyczna uogólnionych ewolucji uszkodzeń w obiekcie otrzymanych z dekompozycji SVD macierzy obserwacji wydaje się być poprawna, co wynika np. z pracy pierwszego autora [4], gdzie bazując na koncepcji niezawodności symptomowej pokazano wyznaczenie uogólnionej krzywej życia $SC_u(\theta)$ i wartości granicznej S_l . Niżej postaramy się prześledzić podobne własności obiektów wynikające z zastosowania SVD razem ze średniowaniem wartości początkowych, dla tak przekształconej symptomowej macierzy obserwacji (SMO) jak i przy dodatkowym użyciu reskalowania.

4. DIAGNOSTYCZNE PRZYKŁADY WPŁYWU UŚREDNIANIA WARTOŚCI POCZĄTKOWYCH I RESKALOWANIA OBSERWACJI W SMO

Zamieszczone tu wyniki są bezpośrednim przedłużeniem i modyfikacją oprogramowania używanego w pracy [10], czyli programu **pcaresc.m**, gdzie poprawiono część graficzna prezentacji (*wszystko na jednym rysunku*), a przede wszystkim dodano wariant centrowania i normalizacji wg uśredniania kilku pierwszych odczytów symptomów. Obliczenia wstępne prowadzone dla dostępnych rekordów używanych już w pracach pierwszego autora, z badań diagnostycznych silników dieselskich (*dane typu sil24.txt, sil54.txt*), dla wentylatora nadmuchu w kopalni *sier1.txt*, oraz nowych danych z badań łożysk tocznych¹ (*dane krak3.txt do krak7.txt*),

¹ Dane uzyskane z pomiarów stendowych drugiego autora

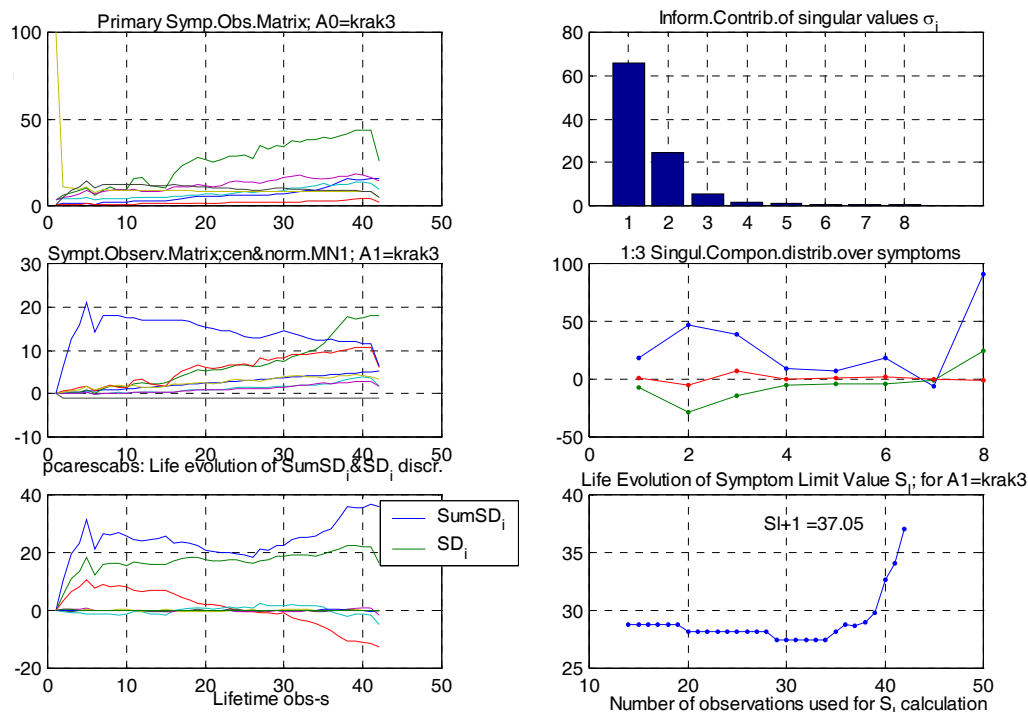
wykazały że najlepiej jeśli uśrednianie dotyczy dwu a czasem trzech wstępnych odczytów, czyli $n=2; 3$ we wzorze (2).

Przy okazji wprowadzono również modyfikacje w obliczeniach symptomów uzyskanych z rozkładu **SVD** wg pierwszego wzoru (8). W poprzednich edycjach tego oprogramowania (**pcaresc.m**) przy sumowaniu używano modułu **SD_i**, co dobrze oddziaływało na końcowy wynik sumowania przy składowych oscylacyjnych (*np. sier1.txt*) dając cały czas wartości dodatnie i zawyżało też nieco wynik obliczeń wartości granicznej **S_i** niezbędnej do decyzji diagnostycznej. W końcowej wersji modyfikacji oprogramowania wprowadzono dwie jego wersje **pcaresabs.m**, gdzie nadal zachowano sumowanie modułów dyskryminant **SD_i**, oraz wersję **pcaresavg.m** z sumowaniem zwykłym i średniowaniem wstępnych odczytów, jak wyjaśniono wyżej.

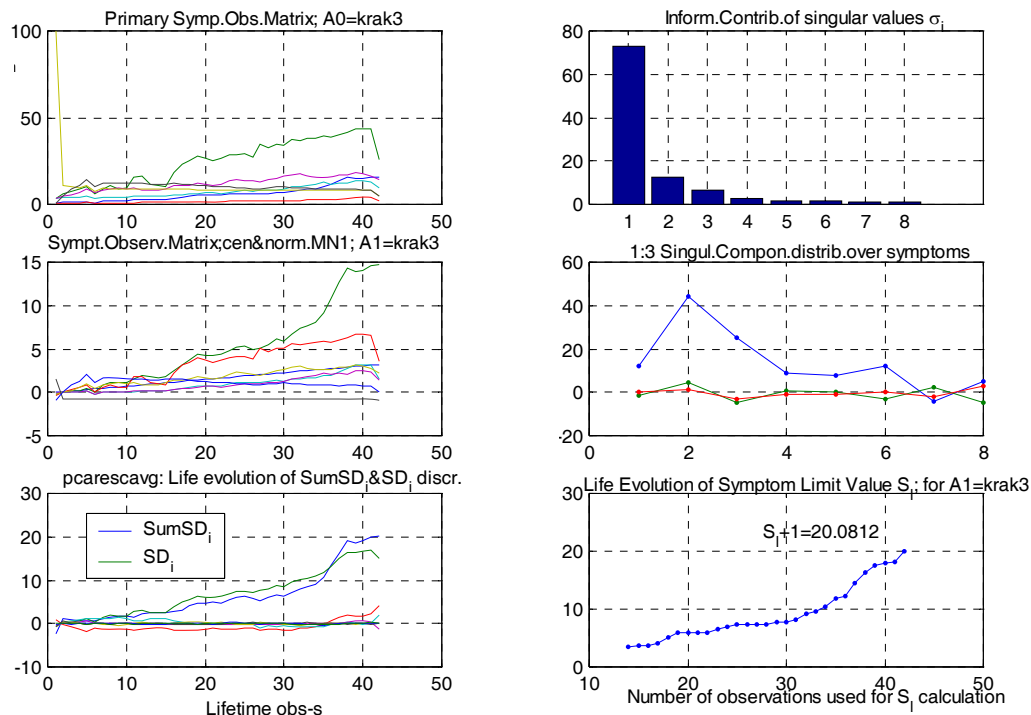
Przechodząc do prezentacji wyników tak zmodyfikowanych programów obliczeniowych weźmy pod uwagę wyniki testu zużyciowego na stendzie do badań łożysk gdzie mierzono następujące wielkości drganiowe; **Arms**, **Apeak**, **Vrms**, **Vpeak**, emisję akustyczną **EA**, pobierana moc przez napęd - **M** i temperaturę łożyska **T**. Razem z wprowadzaną przez program zmienną czasu trwania θ uzyskujemy w ten sposób osiem

symptomów do oceny stanu łożyska. Na rys. 1 przedstawiono wynik obliczeń tych danych wg programu **pcarescabs.m** z normalizacją i centrowaniem do pierwszego odczytu wektora symptomowego. Obrazek górny lewy przedstawia tu oryginalne wyniki pomiarów i jak widać mamy przy starcie prawie dziesięciokrotny spadek mocy napędu, w związku z tym wyniki przetwarzania symptomów, obrazek lewy środkowy, jak i symptomy uogólnione (obrazek lewy dolny) objawiają typowo nie diagnostyczne i nie monotoniczne zachowanie, czyli wzrastające i spadające wartości. Co więcej jest to jedyne łożysko, gdzie tuż przed zniszczeniem wartości innych symptomów też spadają. Stąd też można podejrzewać, że z tytułu braku uśredniania ocena intensywności i rodzaju uszkodzeń (obrazek prawy górny), ocena informatywności pierwotnych symptomów (obrazek prawy środkowy), jak i ocena wartości granicznej **S_i** (obrazek prawy dolny) będzie tutaj istotnie zafałszowana.

Jak bardzo ta ocena jest zafałszowana brakiem uśredniania, co może być niezwykle istotne przy nadzorze automatycznym, można się przekonać z kolejnego rys. 2 przedstawiającego te same dane łożyska **krak3.txt** bez eliminacji symptomu mocy **M**, a tylko przetworzone przez program **pcaresavg.m** (z uśrednieniem -avg).



Rys. 1. Sumaryczny rezultat przetwarzania odczytów ośmiu symptomów w próbie stendowej łożyska **krak3.txt**



Rys. 2. Dane testu łożyska **krak3.txt** (jak rys.1) przetworzone programem z uśrednieniem 3 wartości początkowych

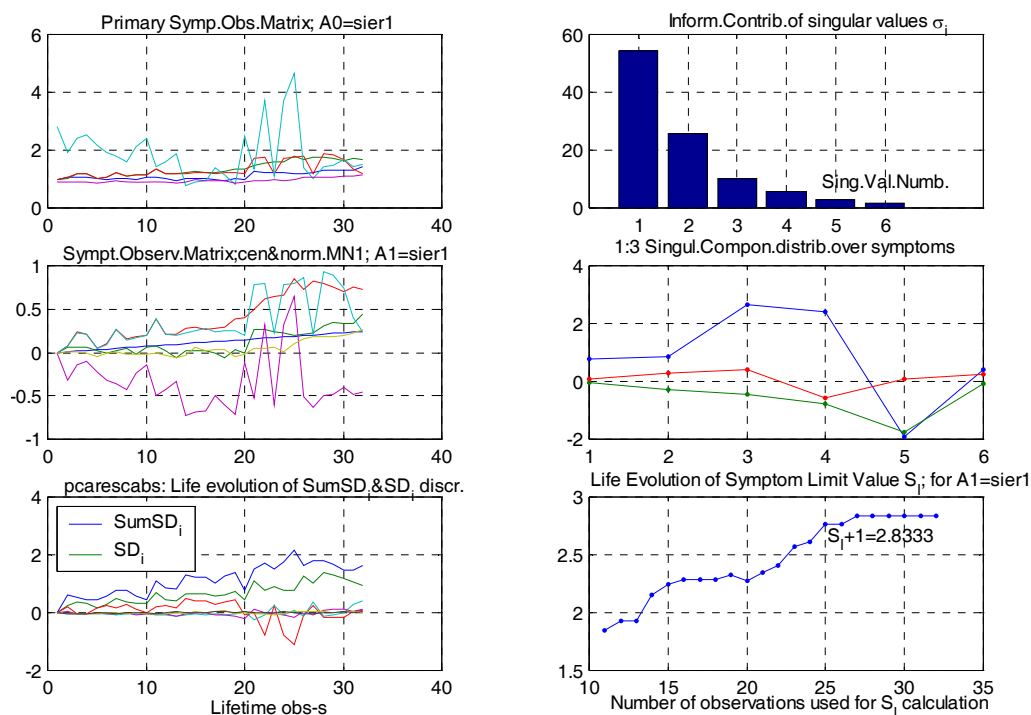
Jak widać z rysunku zmieniają się wszystkie obrazki poza górnym lewym danych oryginalnych. Dzięki uśrednieniu obrazki lewe środkowy i dolny mają (z dokładnością do zakłóceń) przebieg rosnący za wyjątkiem ostatniego odczytu życia, o czym już wspomnieliśmy. Natomiast informatywność uogólnionych symptomów (*obrazek górny prawy*) zmieniła się znacznie wskazując na jedno dominujące uszkodzenie. Podobnie waga symptomów mierzonych pierwotnie (*obrazek prawy środkowy*) wskazuje, że dwa ostatnie; temperatura i moc, nie mają wartości diagnostycznej w tym przypadku i można je dorzucić. Zás największa wartość diagnostyczną mają przyspieszenia bieżni zewnętrznej; w kolejności **Arms** i **Apeak**. Względnie dobrze jest też wyartykułowana obliczeniowo wartość graniczna uogólnionego symptomu (*obrazek dolny prawy*), $S_i = 18 \div 19$, w konfrontacji z wartościami tych symptomów na obrazku lewym dolnym.

Jak już wspomniano oprogramowaniem tym przebadano więcej **SMO** innych łożysk i obiektów i wyprowadzone wnioski mimo różnicy nadzorowanych obiektów są podobne. Znaczący to, że w sytuacji danych z obiektów rzeczywistych **należy pomyśleć o uśrednianiu symptomów**, zwłaszcza ich wartości początkowych, rzutuje to bowiem na całe wyniki przetwarzania i nasze dalsze decyzje diagnostyczne.

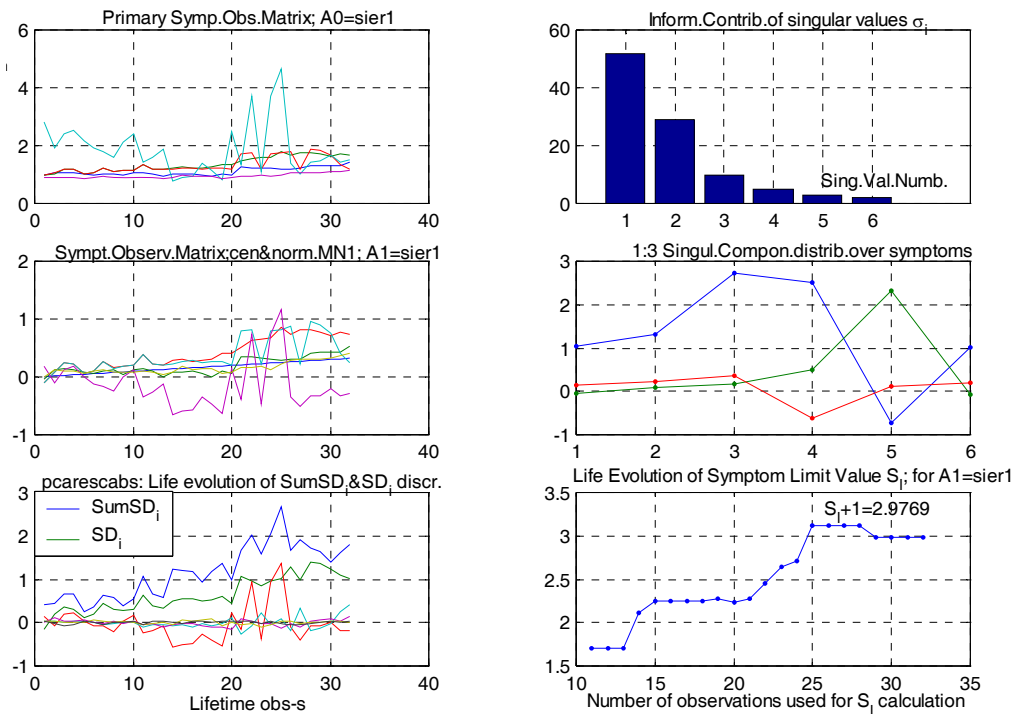
Interesujące jest również pytanie jak jednoczesne uśrednianie i reskalowanie wpływa na przetwarzanie SMO z obiektu wybitnie

niestacjonarnego **sier1.txt** jakim był w poprzedniej pracy [9] wentylator nadmuchu powietrza w kopalni. Kolejne dwa rysunki wyjaśniają ten problem przez pryzmat programu z sumowaniem modułów **pcarescabs.m**, bardziej zorientowanego na obiekty niestacjonarne. Kolejne obrazki rysunku 3 mają takie same znaczenie jak referowane poprzednio dla łożysk **krak3.txt**, tu zaś mierzono 5 wielkości drganiowych na korpusie i na łożyskach ślizgowych wentylatora. Widać ich wielką niestacjonarność początkową (*obrazek lewy górny*), która po przetworzeniu w symptomy uogólnione (*obrazek lewy dolny*) jest znacznie zredukowana. W poprzedniej pracy przebieg wartości granicznej ustabilizował się po 25 obserwacji na poziomie $S_i = 1.8$, natomiast po uśrednieniu wartość ta spada do $S_i = 1.5$, zgodnie z poprzednio opisaną już tendencją przy uśrednianiu i zaniżonymi wartościami symptomów uogólnionych (*obrazek lewy dolny*). Podobnie zachowują się symptomy innych łożysk **krak4.txt** – **krak7.txt**, pokazując że uśrednienie wartości początkowych to wartościowy pomysł

Przy tak dużej niestacjonarności obserwacji jak wyżej w **sier1.txt** zastosowaliśmy poprzednio reskalowanie obserwacji, zobaczymy zatem obecnie czy potwierdzone zostaną zaobserwowane tam tendencje reskalowania przy **jednoczesnym** uśrednianiu wartości początkowych symptomów, tak jak na rys. 4.



Rys. 3. Drganiowa diagnostyka wentylatora nadmuchu w kopalni miedzi **sier1.txt** z trzypunktowym uśrednianiem początkowych odczytów symptomów jak w pracy [9]



Rys. 4. Wentylator nadmuchu w kopalni miedzi **sier1.txt** z trzypunktowym uśrednianiem początkowych odczytów symptomów i reskalowaniem odczytu pierwszego, jak w pracy [9]

Jak widać z porównania rysunku 3 i 4, drugi symptom uogólniony doznał jak poprzednio [9] zmiany znaku na dodatni (*obrazek lewy dolny*). Zwiększyły się także względne udziały informatywności uogólnionego symptomu 1 (*obrazek prawy górny*), a także wagi pierwotnych symptomów nr 5 i nr 6. Zaś wartość graniczna ustabilizowała się na nieco wyższym poziomie $S=2$, zgodnie z podwyższonymi przez reskalowanie wartościami symptomów uogólnionych (*obrazek lewy dolny*). Zatem uśrednianie startowych wartości symptomów nie niweluje właściwości reskalowania dla obiektów niestacjonarnych, a przy niestacjonarności początkowej może być czasem wystarczająca operacją.

5. PODSUMOWANIE

W wielu przypadkach diagnostyki obiektów pracujących w większych systemach ich obserwacje mogą być niestacjonarne, to znaczy na rosnący trend zużyciowy nałożone są fluktuacje obserwowanego symptomu. Fluktuacje takie są niezwykle istotne w momencie startowym systemu diagnostycznego, gdyż w przetwarzaniu **SOM** normalizujemy i centrujemy symptomy właśnie do ich wartości początkowej. Praca pokazuje zasadność i dobre wyniki uśredniania wartości początkowych na przykładach zaczerpniętych ze stendowych badań diagnostycznych jak i z praktyki. Pokazano iż uśrednienie 3 pierwszych odczytów jest w zupełności wystarczające dla zapewnienia dobrych danych wartości granicznej symptomu S_i ważnej dla dalszych decyzji diagnostycznych. Jak się wydaje takie uśrednianie może być niezwykle istotne w systemach automatycznego nadzoru pozbawionych krytycznego i syntezyującego oglądu człowieka operatora.

LITERATURA

- [1] Cempel C.: *Innovative Developments in Systems Condition Monitoring*. Keynote Lecture, DAMAS'99, Dublin 1999.
- [2] Natke H. G., Cempel C., *Model Aided Diagnosis of Mechanical Systems*, Springer Verlag, Berlin, 1997, p248.
- [3] Cempel C.: *Multidimensional Condition Monitoring of Mechanical Systems in Operation*. Mechanical Systems and Signal Processing, 2003, Vol. 17, No 6, pp1291 – 1303.
- [4] Cempel C.: *Implementing Multidimensional Inference Capability in Vibration Condition Monitoring*. Proceedings of Conference: Acoustical and Vibratory Surveillance, Senlis - France, October 2004; także w poprawionej formie Diagnostyka, No 34, 2005, s7-14.
- [5] Gere G. M., Weaver W.: *Matrix Algebra for Engineers*. Van Nostrand, Princetown, 1965, p168.
- [6] Natke H. G., Cempel C.: *The Symptom Observation Matrix for Monitoring and Diagnosis*. Journal of Sound and Vibration, 2002, 248, pp597 – 620.
- [7] Kielbasiński A., Schwielić H.: *Numeryczna Algebra Liniowa*, WNT, Warszawa, 1992, s502.
- [8] Cempel C., Natke H. G., Yao J. P. T.: *Symptom Reliability and Hazard for Systems Condition Monitoring*. Mechanical Systems and Signal Processing, Vol. 14, No 3, 2000, pp 495-505.
- [9] Cempel C., Tabaszewski M., *Skalowanie Obserwacji w Wielowymiarowej Diagnostyce Maszyn Niestacjonarnych*. Diagnostyka, 2005, No 34, s23-30.
- [10] Cempel C.: *Rozkład Symptomowej Macierzy Obserwacji Populacji jako Pomoc w Ocenie Jakości Wniosków i Obiektów*. Diagnostyka, 2005, No 35, s7-12.

Prof. dr hab. **Czesław CEMPEL** jest kierownikiem



Zakładu Wibroakustyki i Bio-Dynamiki Systemów Wydziału Budowy Maszyn i Zarządzania Politechniki Poznańskiej, mult. dr h. c., członek korespondent Polskiej Akademii Nauk, członek Komitetu Badań Naukowych w trzeciej kadencji. Jest członkiem wielu organizacji naukowych krajowych i zagranicznych np. IMEKO, EUROSCIENCE, GAMM. Jeden z założycieli PTDT w 1990 r. Obecnie jest honorowym przewodniczącym PTDT. Zajmuje się wibroakustyką i diagnostyką maszyn, inżynierią systemów, ekologią. Autor ponad 370 opublikowanych prac, 14 skryptów i książek.



Mgr inż. **Magdalena KRAKOWIAK** jest doktorantem w Instytucie Mechaniki stosowanej Politechniki Poznańskiej i zamierza przedstawić rozprawę z przedstawionej tematyki.

DIAGNOZOWANIE WŁASNOŚCI DYNAMICZNYCH UKŁADU RUROCIĄG-POMPA POD KĄTEM MOŻLIWOŚCI TŁUMIENIA DRGAŃ

Janusz ZACHWIEJA*, Mieczysław GAWDA**

*Katedra Mechaniki Stosowanej, **Katedra Sterowania i Konstrukcji
Akademia Techniczno-Rolnicza w Bydgoszczy, ul. Prof. S. Kaliskiego 7

Streszczenie

W pracy wskazano na konieczność uwzględnienia charakterystyki rezonansowej rurociągu przy doborze parametrów pracy pompy. Zazwyczaj problem współpracy przewodu z pompą sprowadza się do wyznaczenia strat ciśnienia w oparciu o wykres piezometryczny. Tymczasem, pulsacja ciśnienia oraz oddziaływania dynamiczne pompy, są źródłem drgań powodujących zmęczeniowe pękanie przewodu oraz uszkodzenie elementów obrotowych maszyny przepływowej. Jest rzeczą charakterystyczną, że drgania rezonansowe rurociągu wzbudzają nie tylko wymuszenia o częstotliwości zbliżonej do jego częstotliwości własnej. Widmo drgań ujawnia amplitudy o dużych wartościach w jej sub- oraz ultra-harmonicznych.

Wyznaczenie charakterystyki rezonansowej rurociągu odbywa się zazwyczaj przy wzbudzeniu zewnętrznym. Dzięki temu możliwe jest poznanie odpowiedzi układu w szerokim paśmie częstotliwości wymuszeń. Na tej podstawie określa się obszary zalecanych i zabronionych prędkości obrotowych urządzenia. Jeżeli technologia procesu warunkuje pracę pompy w obszarze częstotliwości krytycznych, dobrym sposobem zmniejszenia amplitud wibracji jest stosowanie kompensatorów. Niestety, słabo tłumią one drgania wywołane pulsacją ciśnienia.

Słowa kluczowe: drania własne, dynamika układów wielocłonowych.

PROPERTIES DIAGNOSING OF DYNAMIC PIPELINE-PUMP SYSTEM IN TERMS OF VIBRATION DAMPING POSSIBILITY

Summary

In the work the necessity of respecting resonance characteristics while choosing a pump work parameters has been indicated. Usually the problem of cooperation of the conduit with the pump is reduced to determination of pressure losses on the bases of a piezometric diagram. However, the pressure pulsation and the pump dynamic actions are the cause of the conduit fatigue cracking and the fluid-flow machine rotational elements damage. It is a characteristic thing that the pipeline resonance vibrations excite not only constraints approximate to its natural frequency. The spectrum of vibrations reveals amplitudes of high values in its sub- or ultra-harmonic.

Determination of the pipeline resonance characteristics is usually performed with the external excitement. Thanks to that it is possible to get familiar with the system response in a wide band of frequency constraints. This serves as a basis of defining the device recommended and forbidden rotational speeds. If the process technology conditions the pump work in the area of critical frequencies it is good to use compensators in order to decrease vibration amplitudes. Unfortunately, they are little effective for damping vibrations excited by the pressure pulsation.

Keywords: natural vibrations, free vibrations, dynamics of multibody systems.

1. WSTĘP

Drgania rurociągów przemysłowych są jedną z najczęstszych przyczyn ich awarii. Wywołują je zazwyczaj zjawiska kawitacji, uderzenie hydrauliczne w przewodzie oraz wymuszenia spowodowane pracą pompy [1, 2]. Możliwość występowania wymienionych zjawisk rzadko kiedy jest uwzględniana na etapie projektowania instalacji przepływowej. O ile wyznaczanie cieplnych odkształceń układu jest normą pozwalającą na prawidłowe rozmieszczenie podpór ruchomych, to wyznaczenie przypuszczalnej charakterystyki

rezonansowej rurociągów napotyka na spore trudności [3]. Nie sposób bowiem określić rzeczywistych sztywności podpór stałych oraz dokonać prostych wyliczeń częstotliwości rezonansowych bez uciekania się do metod numerycznych [4], które, co trzeba stwierdzić z zalem, nie stanowią jeszcze powszechnego narzędzia projektanta [5].

Tłumienie drgań rurociągów na etapie ich montażu można osiągnąć poprzez zmianę sztywności układu. Jeśli pozwalają na to względy wytrzymałościowe, zadawalający efekt można

uzyskać poprzez wstawienie dodatkowych podpór albo zastosowanie tłumików.

W niniejszej pracy przedstawiono tok postępowania prowadzący do wyznaczania częstotliwości rezonansowych wibracji rurociągów w oparciu o metodę stosowaną dla układów wielocłonowych (MBS), jak również sposób doświadczalny, poprzez wzbudzenie drgań perturbacją synchroniczną przy użyciu wzbudnika montowanego na rurze.

2. OPIS BADANEGO UKŁADU

Ważnym elementem układu technologicznego sody surowej jest rurociąg transportu ługu z pompą typu Warman (rys. 1). Wirnik pompy posiada cztery łopatki, a jego prędkość obrotowa jest regulowana, zależnie od wymaganej wydajności, w granicach 1000-1450obr/min.

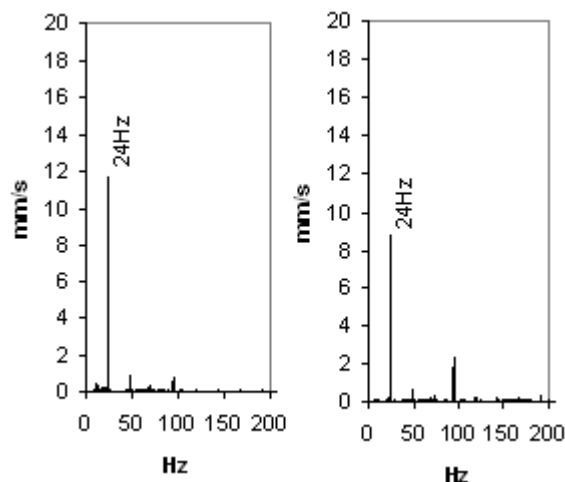
Drgania wirnika przenoszą się na korpus pompy a poprzez sztywne połączenie z króćcem przewodu wymuszają drgania rury. W następstwie periodycznych zmian ciśnienia ruch płynu w rurze ma charakter pulsacyjny o częstotliwości zależnej od prędkości obrotowej wirnika oraz liczby łopatek [6].



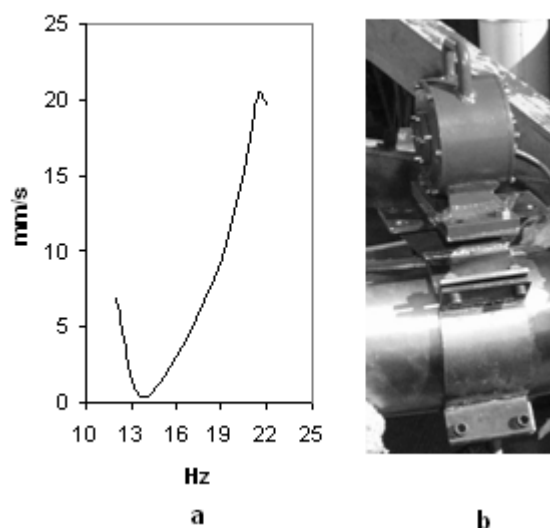
Rys. 1. Pompa Warman wraz z fragmentem rurociągu

Badanie widma amplitudowo-częstotliwościowego prędkości drgań łożysk pompy (rys. 2) wskazują na wysoką amplitudę o częstotliwości 24Hz. Dłuższa praca w tych warunkach skutkowałą w przeszłości powtarzającymi się uszkodzeniami zarówno łożysk jak i kotew mocujących ramę na której pompa jest posadowiona.

Ponieważ zachodziło podejrzenie, że drgania pompy wymuszają drgania rurociągu o charakterze rezonansowym, dokonano pomiaru jego częstotliwości własnych. Użyto do tego celu wzbudnika o szerokim paśmie wzbudzenia w granicach 1Hz – 120Hz. Sposób mocowania wzbudnika na rurze dla celu przeprowadzenia badań pokazano na rys. 3(b).

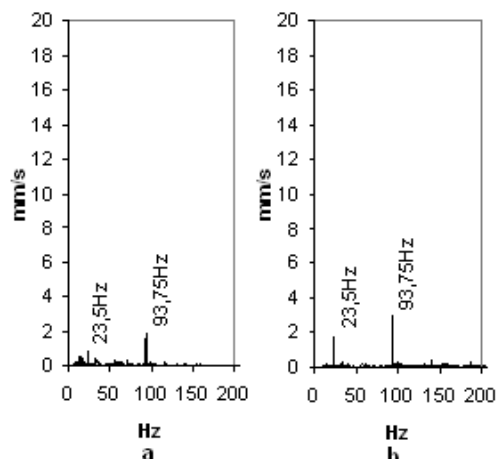


Rys. 2. Charakterystyka amplitudowo-częstotliwościowa prędkości drgań łożysk nr 1 i 2 pompy w kierunku pionowym przed zainstalowaniem tłumika



Rys. 3. Krzywa rezonansowa rurociągu (a) oraz usytuowanie wzbudnika na rurze (b)

Próby przeprowadzono w paśmie wymuszenia 12Hz-22Hz (rys. 3a). Wartość dolnej granicy przedziału częstotliwości wynika z rozpiętości zakresu stosowanych prędkości obrotowych. Zakończenie badań zaraz za częstotliwością rezonansową było podyktowane względami bezpieczeństwa, aby nie utrzymywać rurociągu przez dłuższy czas w stanie dużych wartości naprężeń, mogących spowodować pęknięcie ścianki rury. Trzeba mieć świadomość, że transportowane medium charakteryzuje się dużą agresywnością chemiczną, a przepływ odbywa się pod ciśnieniem ~0,8 MPa (8bar).



Rys. 4. Charakterystyka amplitudowo-częstotliwościowa prędkości drgań łożysk pompy w kierunku pionowym po zainstalowaniu tłumika: (a) łożysko położone dalej od wirnika, (b) łożysko bliżej wirnika

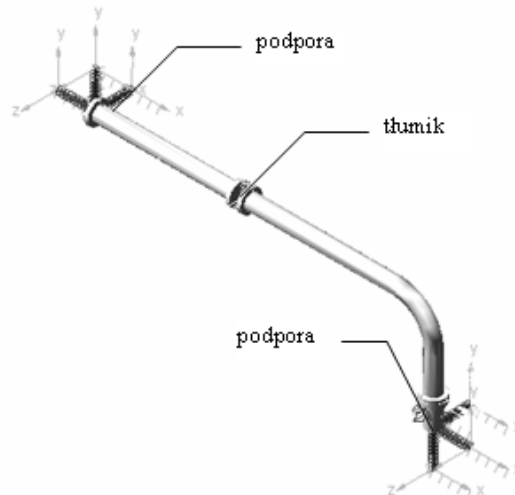
Wynik badań potwierdził występowanie jednej ze stref rezonansu przy $f=21\text{Hz}$ a więc blisko częstotliwości roboczej pompy. Wymogi procesu technologicznego uniemożliwiały zmianę prędkości obrotowej wirnika. Zdecydowano więc o wprowadzeniu do układu kompensatora pełniącego rolę tłumika. Słuszność wyboru rozwiązania potwierdziło istotne zmniejszenie poziomu amplitud prędkości drgań rurociągu po montażu kompensatora (rys. 4).

3. WYZNACZANIE ODPOWIEDZI UKŁADU NA WYMUSZENIE

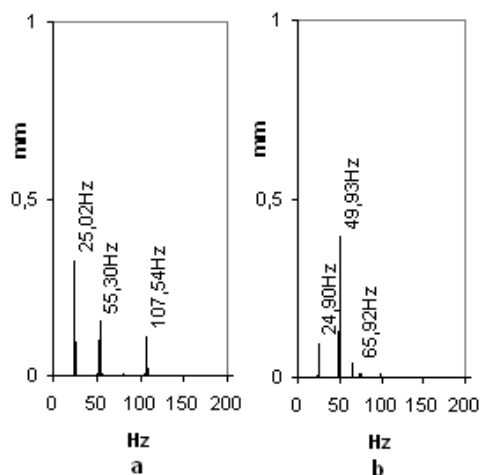
Numeryczne modelowanie rurociągu przeprowadza się zwykle przy wykorzystaniu metody elementów skończonych (MES). Umożliwia ona analizę naprężeń i odkształceń układu jako odpowiedzi na zadane wymuszenie oraz określanie częstotliwości drgań własnych. Metoda ta gorzej radzi sobie w przypadku występowania sprężystego mocowania. Rurociągi przemysłowe posiadają przeważnie duże średnice, co czyni je układami o stosunkowo dużej sztywności, zazwyczaj przewyższającej sztywność ich podparcia

Drgania rurociągu analizowano przy założeniu, że jest to układ wieloczołowy (multi-body-system), złożony ze sztywnych (kołnierze) i odkształcalnych (rura) elementów powiązanych łącznikami sprężystymi (podparcie, kompensator) [7, 8].

Rys. 5 przedstawia model fragmentu rurociągu po wprowadzeniu tłumika. Mocowanie rurociągu do pompy oraz komory dzielnika zastąpiono elementami sprężysto-tłumiącym o sztywności translacyjnej oraz obrotowej. Kompensator w ujęciu modelowym charakteryzuje się również sztywnością i tłumieniem translacyjno-rotacyjnym.



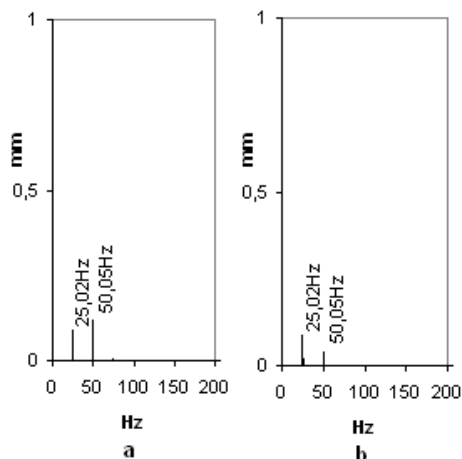
Rys. 5. Model do obliczeń dynamicznych fragmentu rurociągu z tłumikiem



Rys. 6. Widmo amplitudowo-częstotliwościowe przemieszczenia rurociągu w miejscu podparcia: (a) bez tłumika, (b) z kompensatorem o tłumieniu translacyjnym 1Ns/m w kierunku działania siły

Pulsację ciśnienia w przewodzie symuluje zależna od czasu siła o częstotliwości zmian odpowiadającej częstotliwości pulsacji. Siła ta jest przyłożona w miejscu przytwierdzenia rurociągu do pompy.

Wpływ tłumika na wartości parametrów drgań rurociągu oceniono przez porównanie wielkości amplitud przemieszczeń w okolicach podparcia. Są to miejsca, w których można się spodziewać występowania największych naprężeń gnących, powodujących pękanie rury.

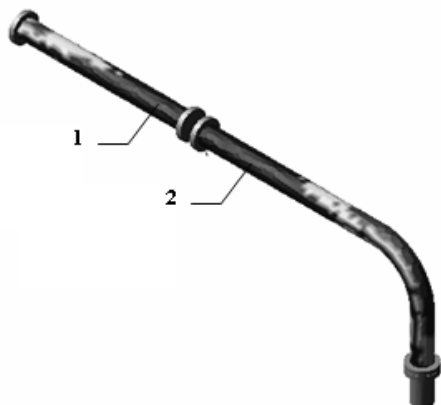


Rys. 7. Wartości amplitud przemieszczeń rurociągu w okolicach podparcia w funkcji współczynnika tłumienia tłumika: (a) tłumienie translacyjne 10Ns/m, (b) tłumienie translacyjne 100Ns/m

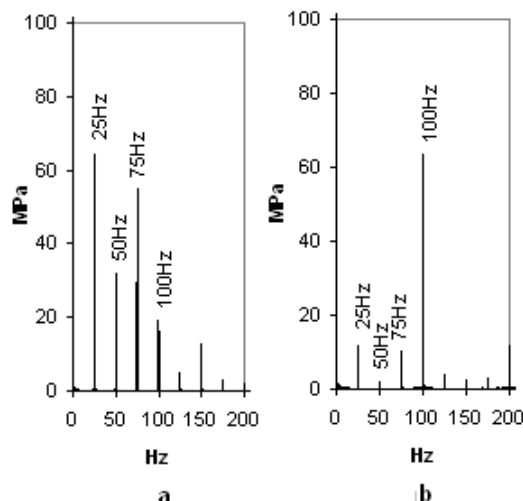
Porównanie efektów uzyskanych w wyniku zastosowania kompensatora o określonym tłumieniu przedstawiono na rys. 6 i 7. Jest rzeczą charakterystyczną, że źle dobrany tłumik może powodować wzrost amplitudy drgań rury. Dla częstotliwości wymuszenia $f_w \sim 25\text{Hz}$ największa amplituda odpowiedzi układu występuje w częstotliwości 2fw. Jest to zjawisko ze wszech miar niekorzystne, albowiem zwiększa liczbę cykli zmian naprężenia, co ujemnie wpływa na wytrzymałość zmęczeniową.

Odpowiednio dobrany tłumik skutecznie ogranicza poziom vibracji (rys. 7a). Występuje przy tym charakterystyczne zjawisko, bardziej intensywnego tłumienia drgań w wyższych częstotliwościach (rys. 7b).

Jest rzeczą charakterystyczną, że przebieg zmian naprężeń na odcinkach rurociągu 1 i 2 w przekrojach o maksymalnym wyężeniu (jasne obszary na rys. 8) ma odmienny charakter. Na odcinku bliższym pompy maksymalny poziom naprężenia występuje z częstotliwością czterokrotnie większą niż częstotliwość wymuszenia (rys. 9b). Za kompensatorem zmiany naprężenia mają łagodniejszy przebieg (rys. 9a).



Rys. 8. Obszary maksymalnych naprężeń



Rys. 9. Częstotliwości zmian naprężeń w przekrojach rury: (a) na odcinku 1, (b) na odcinku 2

4. WNIOSKI

Opisane w pracy zagadnienie pokazuje, że przyczyną występowania awarii pomp mogą być nieprawidłowe warunki ich współpracy z rurociągiem. Wirniki tych maszyn wykonywane są bardzo starannie, a używane materiały są odpowiednie do przeznaczenia pompy, uwzględniając własności chemiczne medium. Zachowanie warunków poprawności montażu czyni, że zespół wirnikowy pompy i silnika rzadko kiedy podlega wyważaniu, tym bardziej, że dopuszczalna klasa jego dobroci wyważenia wynosi G6.3. Amplitudy prędkości drgań pomp są zazwyczaj niewielkie, nawet dla maszyn o dużej wydajności. Doświadczenie pokazuje, że nawet niewielka siła działająca periodycznie w częstotliwości rezonansowej rurociągu może być źródłem drgań o dużych amplitudach, powodując pękanie zmęczeniowe rury. Znajomość charakterystyki rezonansowej rurociągu na etapie doboru wielkości i parametrów pracy pompy staje się niezbędną.

Skutecznym rozwiązaniem pozwalającym na zmniejszenie poziomu drgań a niekiedy również zakresu częstotliwości rezonansowych jest stosowanie kompensatorów. Rodzaj kompensatora, oraz jego własności tłumiące powinny być dokładnie dobrane, najlepiej na drodze symulacji numerycznej.

5. LITERATURA

- [1] J. Zachwieja, M. Gawda, *Drgania rurociągu wywołane zjawiskiem kawitacji*, *Hydraulika i Pneumatyka*, 6, 2004, 1-5.
- [2] J. Zachwieja, *Drgania rurociągu spowodowane obecnością zaworu*, Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna Napędy i Sterowania Hydrauliczne i Pneumatyczne, Wrocław 2005, Materiały konferencyjne, s. 175.

- [3] J. Zachwieja, *Kompensacja odkształceń termicznych i tłumienie drgań rurociągów przemysłowych*, *Hydraulika i Pneumatyka*, 6, 2005, 23-27.
- [4] T. Niezgoda, J. Małachowski, W. Szymczyk, *Rurociągi-modelowanie numeryczne a rzeczywistość*, *Przegląd Mechaniczny*, 4, 2004, 11-18.
- [5] J. Zachwieja, M. Gawda, *Numeryczna analiza drgań rurociągów*, *Hydraulika i Pneumatyka*, 6, 2003, 15-21.
- [6] J. Zachwieja, M. Gawda, *Charakter drgań rury z pulsacyjnym przepływem czynnika ściśliwego*, *Hydraulika i Pneumatyka*, 4, 2004, 39-44.
- [7] W. Blajer, *Metody dynamiki układów wieloczłonowych*, Wydawnictwo Politechniki Radomskiej, 1998.
- [8] Shabana, *Dynamics of multibody systems*, Cambridge University Press, 1998.



dr inż. **Janusz ZACHWIEJA** jest adiunktem w Katedrze Mechaniki Stosowanej Akademii Techniczno-Rolniczej w Bydgoszczy. Zajmuje się zagadnieniem drgań układów mechanicznych. Jest autorem publikacji z zakresu dynamiki maszyn.



dr inż. **Mieczysław GAWDA** jest wykładowcą w Katedrze Sterowania i Konstrukcji Akademii Techniczno-Rolniczej w Bydgoszczy. Zajmuje się zagadnieniem związanymi z układami pneumatycznymi i hydraulicznymi w tym drganiami rurociągów.

WPLYW OBCIĄŻENIA STATYCZNEGO NA TŁUMIENIE KOLUMNY HYDROPNEUMATYCZNEJ

Janusz GARDULSKI, Łukasz KONIECZNY

Politechnika Śląska, Wydział Transportu, Katedra Budowy Pojazdów Samochodowych
ul. Krasińskiego 8, 40-019, Katowice (0-32)603 41 64, 603 41 66
janusz.gardulski@polsl.pl, lukasz.konieczny@polsl.pl

Streszczenie

W artykule przedstawiono wyniki badań kolumny hydropneumatycznej złożonej ze sprężyny gazowej i tłumika drgań na stanowisku indykatorowym. Badania przeprowadzono przy różnych wartościach ciśnienia statycznego które w przypadku zawieszenia hydropneumatycznego odpowiadają obciążeniom statycznym pojazdu. Na podstawie przeprowadzonych badań stwierdzić można iż zmiany obciążenia statycznego w badanym zakresie obciążeń i prędkości praktycznie nie wpływają na siłę tłumienia w kolumnie hydropneumatycznej.

Słowa kluczowe: amortyzatory, zawieszenie hydropneumatyczne.

INFLUENCE OFF THE STATIC LOAD ON DUMPING IN HYDRO PNEUMATIC STRUT

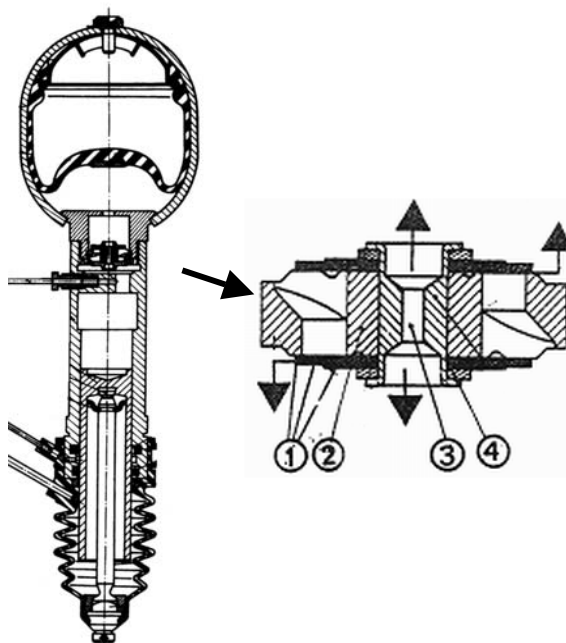
Summary

This paper presents the result of investigation hydro pneumatic strut (build from air spring and hydraulic damper) on the research stand. The static pressure (static load in case hydro pneumatic strut) was changed. The results of investigation in determinate range provided that the damping force not independent of the static pressure (static load).

Keywords: shock-absorbers, hydro pneumatic suspension.

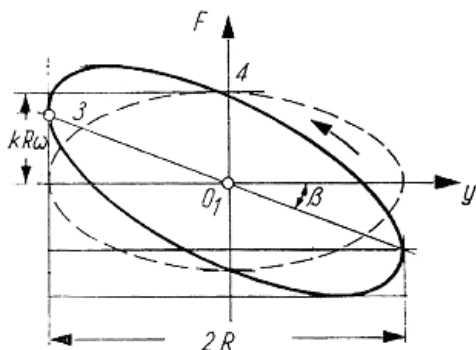
1. WPROWADZENIE

W przypadku kolumny hydropneumatycznej wyznaczenie charakterystyki amortyzatora odbywa się łącznie z sprężyną gazową, w której amortyzator jest zamontowany. Drgania zawieszenia powodując zmiany objętości gazu oddzielonego od płynu podatną membraną powodują przepływ płynu do jej wnętrza i z powrotem poprzez amortyzator tłumiący ten przepływ. Rys. 1 pokazuje budowę tłumika drgań oraz jego miejsce zabudowania w kolumnie hydropneumatycznej. Tłumik drgań wyposażony jest w centralny dławik ③, który umożliwia bezpośredni przepływ płynu z lub do sfery, dając słabe efekty tłumienia. Dodatkowe, zamknięte sprężystymi przysłonami ① kanały, rozmieszczone są na około centralnego otworu a ich różna wielkość zapewnia różne charakterystyki tłumienia przy sprężaniu i rozprężaniu azotu w sferze.



Rys. 1. Kolumna hydropneumatyczna
i tłumik drgań [1]

W przypadku kolumny hydropneumatycznej wykres indykatorowy wyznacza łączne siły restytucyjne i oporu w funkcji przemieszczenia. Krzywe obciążania i odciążania mają odmienne przebiegi tworząc na wykresie pętlę histerezy [1, 3].



Rys. 2. Teoretyczny wykres pracy amortyzatora

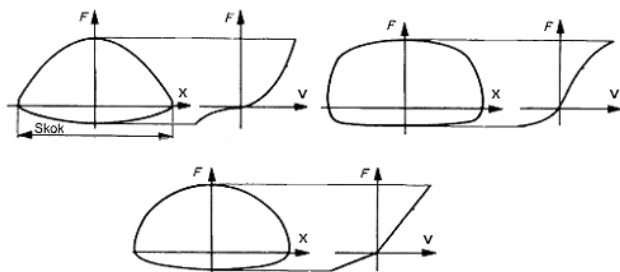
Stała tłumienia amortyzatora k równa jest stosunkowi siły którą wyznacza punkt przecięcia wykresu pracy z osią odciętych (na rys. 2 pkt 4) do iloczynu częstości kątowej i długości ramienia ωR . Oznaczając wartość siły przez F_4 otrzymujemy zależność:

$$k = \frac{kR\omega}{R\omega} = \frac{F_4}{R\omega} \quad (1)$$

Wartość umownej stałej sprężystości c_u jest równa tangensowi kąta β pochylenia linii przechodzącej przez początek układu i punkt styczności charakterystyki z liniami równoległymi do osi odciętych (na rys. 2 pkt. 3) w punktach maksymalnego skoku $2R$.

$$c_u = \frac{F_3}{R} = \tan \beta \quad (2)$$

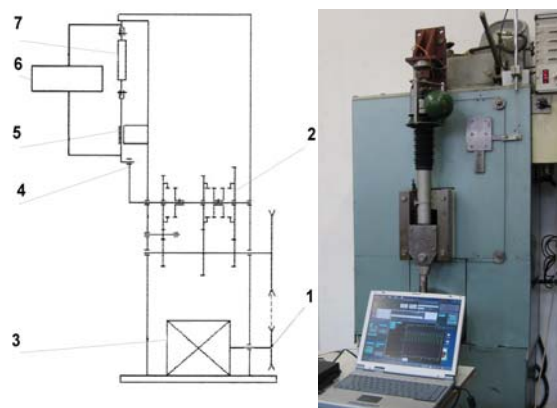
W przypadku badań amortyzatorów współczesnych samochodów, które posiadają niesymetryczne charakterystyki tłumienia skorygowane poprzez zaworki przelewowe, otrzymujemy wykresy pracy odbiegające od elipsy [5, 6]. Ich kształty są powiązane są z charakterystykami tłumienia (rys. 3).



Rys. 3. Przykładowe wykresy pracy amortyzatorów samochodowych oraz odpowiadające im charakterystyki tłumienia (progresywna, degresywna i liniowa)

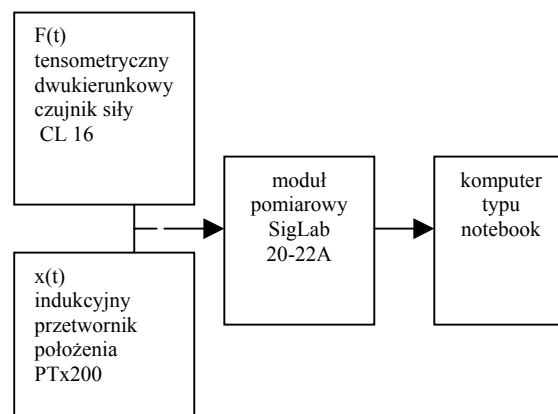
2. METODYKA BADAŃ

Badania przeprowadzono na stanowisku indykatorowy wyposażonym w elektryczno-mechaniczny układ wymuszający. Stanowisko zostało wyposażone w dodatkowe elementy umożliwiające badania kolumny zawieszenia hydropneumatycznego. Zasilanie instalacji hydraulicznej kolumny umożliwia jednosekcyjna pompa. W układzie zabudowany jest także manometr oraz trójnik umożliwiający upuszczenie płynu z kolumny. Siła wstępna odpowiadała różnym obciążeniom statycznym pojazdu. Badana była kolumna hydropneumatyczna przedniego zawieszenia Citroena BX 14 z sferą o parametrach nominalnych $p_0=5,5$ MPa i $V_0=400$ [cm³].



Rys. 4. Schemat kinematyczny stanowiska [2] i zdjęcie: 1-przekładnia pasowa, 2- przekładnia zębata, 3- silnik elektryczny, 4- układ korbowy, 5- prowadnice suwakowe, 6- układ pomiarowy, 7- badany amortyzator

Schemat blokowy układu pomiarowego przedstawia rys. 5.

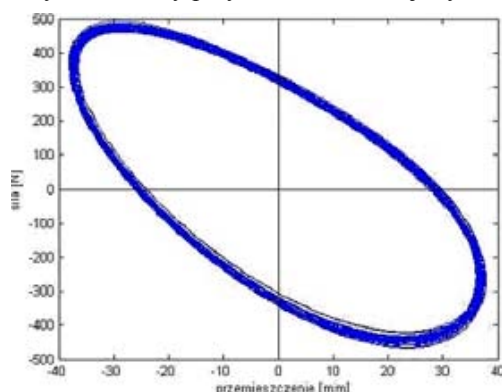


Rys. 5. Schemat blokowy układu pomiarowego

Badania prowadzone były w Laboratorium Podstaw Techniki Pomiarowej w warunkach temperatury pokojowej. Sygnał z przetworników

zapisywany był w postaci cyfrowej z częstotliwością próbkowania wynoszącą 1280 [Hz], co w przypadku największej częstości wymuszenia 2,5 [Hz] daje 500 próbek na jeden okres wymuszenia. W ramach prowadzonych badań wykonano pomiary przy dostępnych 4 różnych częstotliwościach wymuszenia i przy skoku 50[mm]. Badany był wpływ ciśnienia statycznego w układzie zasilania kolumny hydropneumatycznej co odpowiada zmianą obciążenia statycznego pojazdu na charakterystyki tłumienia.

Poprzez nałożenie zmian sił w funkcji przemieszczeń dla kolejnych pojedynczych cykli składających się z ruchu dobicia i odbicia amortyzatora otrzymano wykresy pracy amortyzatora który przykładowo obrazuje rys. 6.



Rys. 6. Przykładowe zarejestrowane przebiegi pętlicowe sił w funkcji przemieszczenia

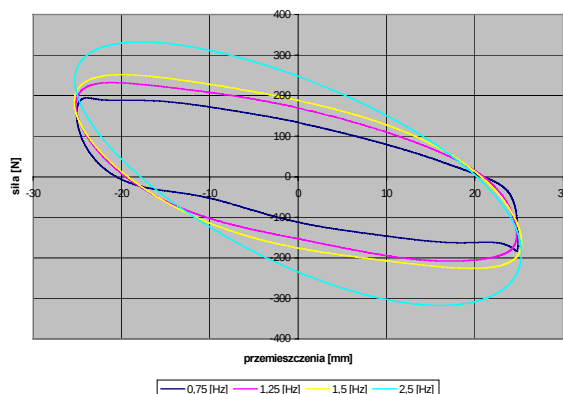
Wykresy pracy opisujące zależność siły od przemieszczenia w pojedynczym cyklu pracy amortyzatora stanowią uśredniony przebieg zmian sił w funkcji przemieszczenia względem cykli. Na podstawie przeprowadzonej analizy statystycznej określono średnie odchylenie standardowe wartości sił na poziomie ± 10 N.

3. WYNIK BADAŃ

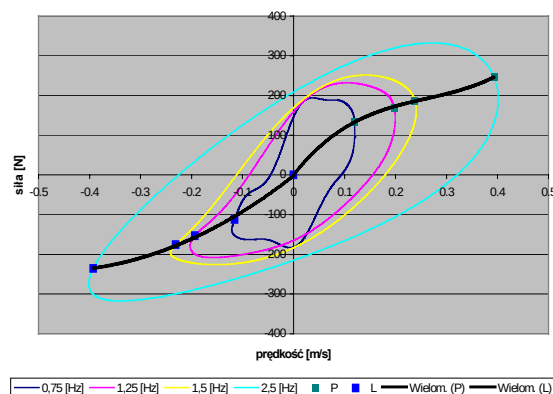
Charakterystyki tłumienia wyznaczono na podstawie punktów przecięcia wykresów pracy z osią odciętych w których występuje maksymalna siła tłumienia dla największej prędkości względnej ruch tłoka [1, 3]. Działanie takie podyktowane jest ograniczeniem wpływu zmian prędkości wymuszenia wpływających na zmiany umownej sztywności w badanej kolumnie hydropneumatycznej co na przedstawionym rys. 7 widoczne jest jako zmiana kąta pochylenia osi głównej kolejnych elips będących wykresami pracy.

Na rys. 8 przedstawiono przykładową charakterystykę amortyzatora kolumny hydropneumatycznej wyznaczoną na podstawie wykresu pracy (rys. 7). Kształt oraz położenie pętli na rys. 8 świadczą o nieliniowej charakterystyce tłumienia kolumny hydropneumatycznej po przejściu z wykresów pętlicowych do

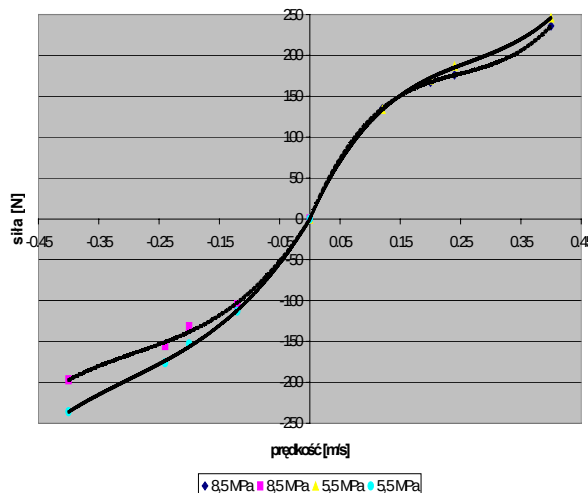
charakterystyki prędkościowej. Wyznaczone charakterystyki aproksymowano wielomianami 3-go stopnia oddzielnie dla ruchów sprężania i odprężania.



Rys. 7. Wykresy pracy amortyzatora kolumny hydropneumatycznej przy ciśnieniu statycznym 5,5 MPa dla skoku 50 [mm] przy czterech częstotliwościach wymuszenia



Rys. 8. Charakterystyka tłumienia amortyzatora kolumny hydropneumatycznej przy ciśnieniu statycznym 5,5 MPa dla skoku 50 [mm] przy czterech częstotliwościach wymuszenia



Rys. 9. Charakterystyki amortyzatora kolumny hydropneumatycznej przy ciśnieniach statycznych 5,5 (linia cienka) i 8,5 MPa (linia gruba)

Wpływ zmian obciążenia statycznego na charakterystyki tłumienia kolumny hydropneumatycznej przedstawia rys. 9, gdzie przy wzroście ciśnienia statycznego widoczne jest zmniejszenie progresji charakterystyki tłumienia.

4. PODSUMOWANIE

Dla wyznaczonych nieliniowych charakterystyk tłumienia przy ruchu odprężania ($v > 0$) wzrost ciśnienia statycznego powoduje niewielkie zmniejszenie sił tłumienia w zasadzie mieszczące się dla maksymalnej prędkości w granicach odchylenia standardowego z jakim zostały wyznaczone średnie przebiegi sił na wykresach pracy. W przypadku ruchu sprężania ($v < 0$) wzrost ciśnienia statycznego powoduje wyraźniejsze zmniejszenie wartości sił tłumienia, i dla wartości maksymalnej prędkości wynosi niecałe 40 [N].

Reasumując wpływ wartości ciśnienia statycznego w badanym zakresie w przypadku kolumny hydropneumatycznej praktycznie nie wpływa na siłę tłumienia dławika kolumny.

LITERATURA

- [1] Chodkowski A.D.: *Badania modelowe pojazdów gąsienicowych i kołowych*. WKiŁ, Warszawa 1982.
- [2] Gardulski J.: *Bezstanowiskowa metoda oceny stanu technicznego zawiesznień samochodów osobowych*. Radom 2003.
- [3] Lanzendoerfer J.: *Badania pojazdów samochodowych*. WKiŁ, Warszawa 1977.
- [4] Potocki W.: *Citroen BX*. Wydawnictwo Komunikacji i Łączności.
- [5] Reimpell J., Beltzler J.: *Podwozia samochodów – podstawy konstrukcji*. WKiŁ, Warszawa 2001
- [6] Sikorski J.: *Amortyzatory pojazdów samochodowych – budowa – badania – naprawa*. WKiŁ, Warszawa 1984.



Prof. n.z. dr hab. inż. **Janusz GARDULSKI** jest pracownikiem naukowym Katedry Budowy Pojazdów Samochodowych Wydziału Transportu Politechniki Śląskiej. Zainteresowania badawcze: diagnostyka wibroakustyczna, dynamika zawiesznień pojazdów samochodowych,

modelowanie nieliniowych obiektów mechanicznych, minimalizacja hałasu i drgań w obiektach technicznych. Jest autorem i współautorem 3 monografii, książek i skryptów, ok. 70 artykułów opublikowanych w czasopiśmie i materiałach konferencyjnych. Członek PTPE, PTDT, oraz różnych sekcji Komitetu Budowy Maszyn i Komitetu Transportu PAN.



Mgr inż. **Łukasz KONIECZNY** jest doktorantem w Katedrze Budowy Pojazdów Samochodowych Wydziału Transportu Politechniki Śląskiej. Zainteresowania: diagnostyka maszyn, zawieszienia hydro-pneumatyczne, cyfrowe przetwarzanie sygnałów,

komputerowe wspomaganie projektowania.

ANALIZA METOD MONITOROWANIA PRACY TRÓJFUNKCYJNEGO REAKTORA KATALITYCZNEGO WYKORZYSTUJĄCYCH DYSKRYMINANTY AMPLITUDOWE I FUNKCJĘ INTERKORELACJI

Stanisław W. KRUCZYŃSKI, Dariusz TOMASZEWSKI

Instytut Pojazdów Politechniki Warszawskiej, Zakład Silników Spalinowych
02-584 Warszawa, ul. Narbutta 84, tel.: (22) 234-87-82, fax.: (22) 849-03-03

Streszczenie

W pracy oceniono możliwości monitorowania trójfunkcyjnych reaktorów katalitycznych silnika o zapłonie iskrowym za pomocą wąskopasmowych czujników stężeń tlenu. Zaproponowano metodę symulacji procesu dezaktywacji polegającą na wymianie wkładów aktywnych reaktora na wkłady nieaktywne. Dla potrzeb badawczych zdefiniowano wskaźnik monitoringu reaktora katalitycznego. Zaproponowano dwie metody wyznaczenia wskaźników monitoringu: metodę wykorzystującą obliczenia dyskryminant amplitudowych i metodę wykorzystującą obliczenia funkcji interkorelacji sygnałów z czujników stężeń tlenu. Porównano możliwości monitoringu pracy reaktora w ustalonych warunkach pracy silnika spalinowego i pracy reaktora w nowym europejskim teście jezdny podczas jego symulowanej dezaktywacji. Na podstawie wyników badań porównano przydatność wyznaczonych wskaźników monitoringu pracy reaktora.

Słowa kluczowe: silniki spalinowe, trójfunkcyjny reaktor katalityczny, diagnostyka pokładowa, dyskryminanty amplitudowe, interkorelacja.

ANALYSIS OF THREE-WAY CATALYTIC CONVERTER MONITORING METHODS USING AMPLITUDE DISCRIMINANTS AND CROSS-CORRELATION FUNCTION

Summary

In this paper, the estimation of three – way catalytic converter diagnosis method by means of narrow-band oxygen sensors signals is evaluated. Method of the deactivation process depending on the exchange reactor active bricks of converter on disactive ones was suggested. It was defined monitoring index for examine procedure needs. Method using selected discriminants and method using cross-correlation function were suggested. Monitoring in fixed engine work bench conditions and new European drive cycle test were compared. On the basis of results, suggested monitoring indexes usefulness was compared.

Keywords: combustion engines, three way catalytic converter, on board diagnosis, amplitude discriminants, cross-correlation.

1. WPROWADZENIE

Trójfunkcyjne reaktory katalityczne w silnikach o zapłonie iskrowym pełnią kluczową funkcję w ograniczaniu emisji składników toksycznych. Przepisy homologacyjne nakładają na producentów obowiązek wyposażania pojazdów w układy monitorowania pracy elementów mogących mieć wpływ na końcową emisję składników toksycznych spalin. Układy te są elementami systemu diagnostyki pokładowej w pojeździe (*On-Board Diagnostics*). Do integralnych elementów systemu OBD należy układ monitorowania sprawności reaktora katalitycznego TWC (*Three-Way Catalyst*), którego niesprawność wywiera duży wpływ na emisję składników toksycznych silnika spalinowego [1]. Wykrycie jakiegokolwiek niesprawności, w tym i reaktora katalitycznego jest sygnalizowane wskaźnikiem świetlnym MIL

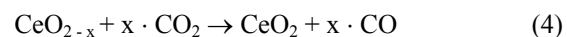
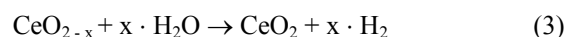
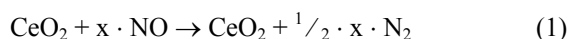
(*Malfunction Indicator Light*) widocznym dla kierowcy. Konieczne jest poszukiwanie metod monitorowania pracy tych systemów. W publikacji przedstawiono porównanie dwóch metod monitorowania: metody opartej na obliczeniach funkcji interkorelacji oraz metody opartej na obliczeniach wybranych dyskryminant amplitudowych.

2. MONITOROWANIE SPRAWNOŚCI PRACY TRÓJFUNKCYJNEGO REAKTORA KATALITYCZNEGO ZA POMOCĄ CZUJNIKÓW STĘŻEŃ TLENU

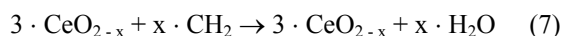
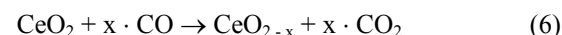
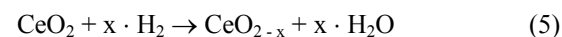
2.1. Mechanizmy reakcji procesów oczyszczania spalin

Za procesy oczyszczania spalin w reaktorze katalitycznym odpowiedzialne są reakcje utleniania/redukcji składników toksycznych przebiegające na powierzchni krystalitów metali szlachetnych [2].

Ponadto w warstwie pośredniej reaktora zawierającej tlenki ceru zachodzą reakcje [3] magazynowania tlenu:



i jego oddawania:



w zależności od rodzaju składu mieszanki palnej. Zjawiska te zachodzące cyklicznie gwarantują pracę reaktora z wysoką sprawnością w zakresie bliskiej stechiometrycznemu składowi dostarczanej mieszanki, a co za tym idzie zapewniają wysoką skuteczność procesu oczyszczania spalin. Warunkiem koniecznym jest korekcja składu mieszanki palnej przez sterownik silnika w zależności od składu spalin, czego efektem są regularne oscylacje stężenia tlenu przed reaktorem. Wysoka intensywność procesów magazynowania/uwalniania tlenu w sprawnym reaktorze powoduje wytlumienie oscylacji stężeń tlenu za reaktorem.

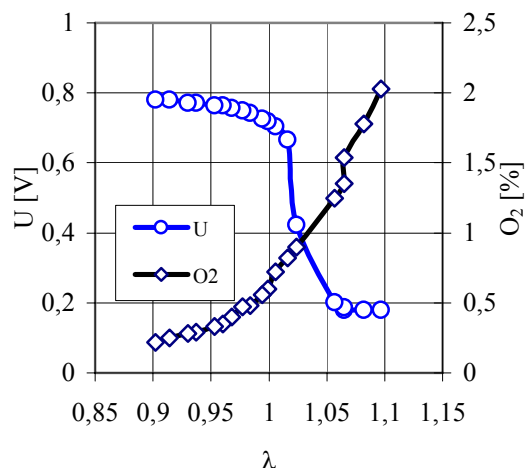
W miarę zużywania się warstw aktywnych (starzenie reaktora) i zmniejszania zdolności tlenków ceru do magazynowania tlenu (spadek OSC - *Oxygen Storage Capacity*) postępuje jego dezaktywacja objawiająca się pojawianiem się coraz intensywniejszych oscylacji stężeń tlenu z jednoczesnym spadkiem jego zdolności do utleniania CO i HC oraz redukcji NO_x.

2.2. Istota monitorowania sprawności pracy reaktora za pomocą czujników tlenu

Do oceny pracy TWC powszechnie stosuje układ dwóch czujników stężeń tlenu, umieszczonych przed i za reaktorem katalitycznym. Czujnik przed reaktorem jest zwykle napięciowym

generacyjnym czujnikiem sterującym składem mieszanki palnej pracującym w pętli sprzężenia zwrotnego w sposób dwustanowy, utrzymującym skład mieszanki w wąskim zakresie, około $\pm 1\%$, czego efektem są regularne oscylacje stężenia tlenu przed reaktorem. Miarą obecności niewielkich stężeń tlenu (do wartości około 0,8%) lub jego braku jest wartość generowanego sygnału napięciowego zmieniającego się skokowo w zakresie odpowiednio od około 0,8 V do 0,2 V.

Na rys. 1 przedstawiono charakterystykę generacyjną czujnika tlenu.



Rys.1. Charakterystyka czujnika tlenu

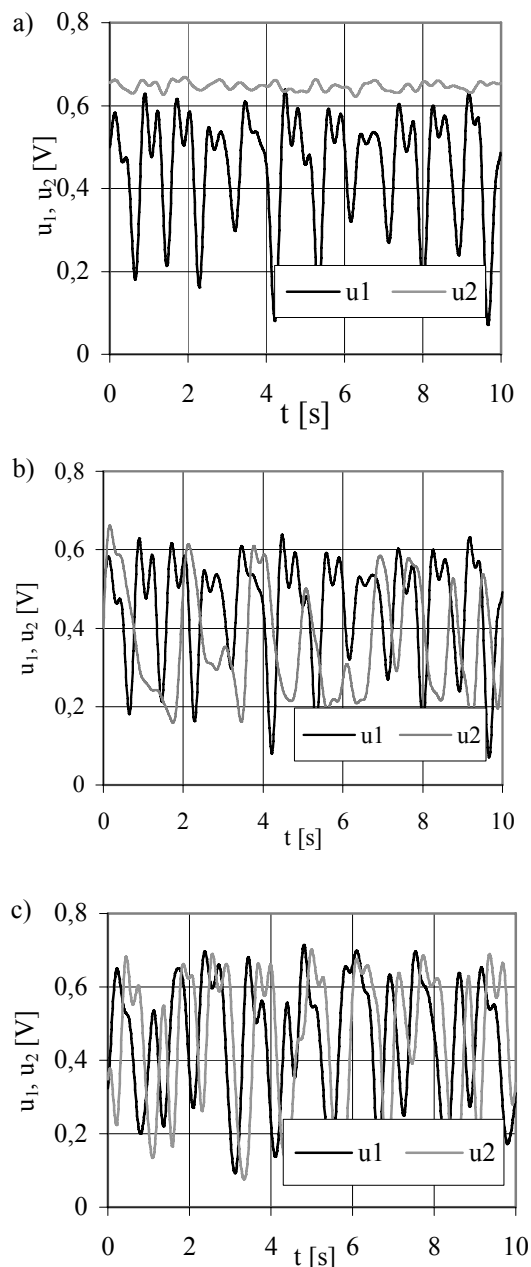
Efektom zjawisk magazynowania/uwalniania tlenu w sprawnym reaktorze jest wytlumienie oscylacji amplitudy sygnału napięciowego czujnika tlenu za reaktorem. W miarę postępowania procesu dezaktywacji pojawia się coraz większy wzrost amplitudy sygnału czujnika za reaktorem i postać sygnału upodabnia się do sygnału z czujnika przed reaktorem.

3. METODA SYMULACJI UTRATY SPRAWNOŚCI KONWERSJI

Ze względu na niejednoznaczny proces dezaktywacji reaktora w czasie jego rzeczywistej eksploatacji i znaczne koszty takiego eksperymentu opracowano metodę symulacji utraty aktywności reaktora. W tym celu blok reaktora katalitycznego pocięto na osiem segmentów o jednakowej długości. Symulacji dezaktywacji reaktora katalitycznego dokonywano poprzez wymianę segmentów aktywnych z przedniej części reaktora na segmenty nieaktywne. W ten sposób uzyskano różne poziomy aktywności reaktora A począwszy od aktywności $A = 12,5\%$ aż do aktywności $A = 100\%$ z krokiem równym $12,5\%$. Aktywność reaktora katalitycznego określono jako stosunek objętości segmentów aktywnych V_a do objętości całego katalizatora V_k . Aktywność A można napisać w postaci:

$$A = \frac{V_a}{V_k} \quad (8)$$

Rys. 2 przedstawia wykresy sygnałów z czujników tlenu w najbardziej charakterystycznych stopniach aktywności reaktora.



Rys. 2. Sygnały z czujników tlenu dla reaktora o poziomach aktywności: a). $A=100\%$, b). $A=50\%$, c). $A=0\%$, gdzie: u_1 – sygnał generowany przez czujnik tlenu znajdujący się przed reaktorem katalitycznym; u_2 – sygnał generowany przez czujnik tlenu znajdujący się za reaktorem katalitycznym

4. UKŁAD BADAWCZY

Eksperyment wykonano z wykorzystaniem silnika typu 1.4 16V (typu K16) firmy Rover wyposażonego we wtryskowy układ zasilania z korekcją składu mieszanki za pomocą jednego czujnika tlenu Bosch LSH 6 umieszczonego przed reaktorem.

W układzie wylotowym silnika zastosowano trójfunkcyjny reaktor katalityczny Pt-Rh/ Al_2O_3 - CeO_2 o objętości monolitu dobranej odpowiednio do pojemności skokowej silnika z możliwością symulacji utraty sprawności konwersji opisanej w rozdziale 3. Badany reaktor katalityczny posiadał blok wykonany w postaci monolitu metalowego pokrytego nośnikiem $\gamma\text{-Al}_2\text{O}_3$ - CeO_2 z naniesionymi na nim krystalitami platyny i rodu w proporcji 5:1 i ilości 2.0 g/dm^3 monolitu. Za reaktorem katalitycznym umieszczono drugi identyczny czujnik stężenia tlenu zasilając go z układu elektronicznego zasilania pierwszego czujnika.

5. OPIS BADAŃ

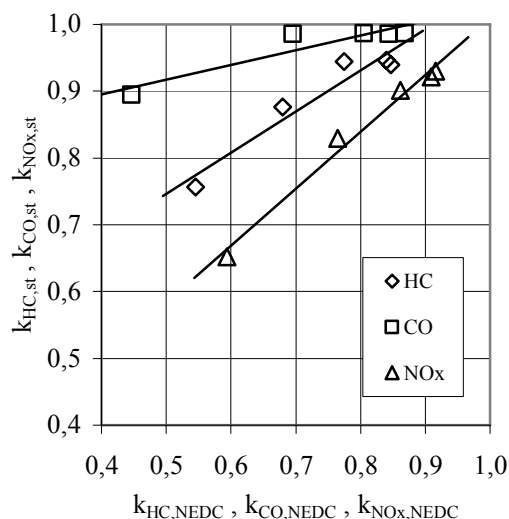
Badania sygnałów z czujników stężeń tlenu oraz pomiary stężeń toksycznych składników spalin przed i za reaktorem katalitycznym przy różnej jego aktywności wykonano:

- na hamowni silnikowej w 9 ustalonych punktach pracy silnika, odpowiadającym najczęściej występujących podczas jego eksploatacji i również występujących w warunkach wykonywania testu diagnostycznego OBD. Prędkość obrotowa silnika zawierała się od $n = 2000 \text{ obr/min}$ do $n = 4000 \text{ obr/min}$, a obciążenie od $M_e = 30 \text{ Nm}$ do $M_e = 60 \text{ Nm}$, co odpowiadało względnemu objętościowemu natężeniu przepływu spalin SV w granicach od 22000 h^{-1} do 50000 h^{-1} ;
- na hamowni podwoziowej, w następujących próbach: UDC, EUDC oraz NEDC UDC+EUDC) składających się na cykl jezdny ECE R83.

W celu wyznaczenia stopnia konwersji CO, HC i NO_x próbki spalin pobierano z przed i z za reaktora i kierowano do zestawu analizatorów spalin mierzących stężenia tlenku węgla metodą NDIR, węglowodorów metodą FID oraz tlenków azotu metodą CLD. Pomiarów stężeń tlenu dokonywano w sposób pośredni przy pomocy czujników tlenu umieszczonych przed i za reaktorem katalitycznym.

Dokonano analizy korelacyjnej otrzymanych wyników konwersji składników toksycznych.

Rys. 3 przedstawia korelację wyników obliczeń konwersji składników toksycznych w reaktorze badawczym w ustalonych warunkach pracy silnika w stosunku do obliczeń w nieustalonych warunkach przy pracy na hamowni podwoziowej w cyklu NEDC.



Rys. 3. Korelacja konwersji składników toksycznych HC, CO i NOx w warunkach ustalonych pracy silnika oraz teście jezdym NEDC

6. DEFINICJA WSKAŹNIKA MONITOROWANIA REAKTORA KATALITYCZNEGO

Dla potrzeb oceny monitorowania pracy trójfunkcyjnego reaktora katalitycznego stosuje się wskaźniki monitorowania reaktora I_{HEGO} [4].

6.1. Metoda wykorzystująca obliczenia funkcji interkorelacji

Oznaczając sygnały napięciowe z czujników stężenia tlenu przed reaktorem jako $x(t)$ i $y(t)$ obliczono funkcję korelacji wzajemnej R_{xy} [5] sygnałów z czujników tlenu:

$$R_{u_1 u_2}(t) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T u_1(t) \cdot u_2(t + \tau) dt \quad (9)$$

gdzie:

- $u_1(t)$ – sygnał generowany przez czujnik tlenu znajdujący się przed reaktorem katalitycznym,
- $u_2(t)$ – sygnał generowany przez czujnik tlenu znajdujący się za reaktorem katalitycznym,
- T – czas pomiaru sygnałów.

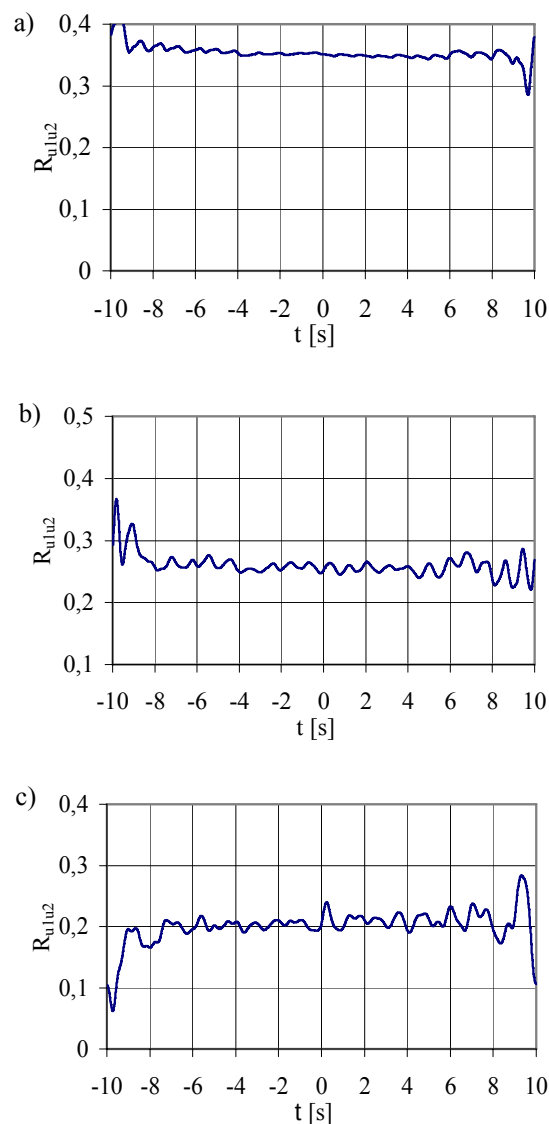
Rys. 4 a-c przedstawia funkcje korelacji wzajemnej (interkorelacji) sygnałów w trzech charakterystycznych poziomach aktywności reaktora katalitycznego przedstawionych uprzednio na rys. 2 a-c.

W celu określenia przydatności diagnostycznej funkcji korelacji wzajemnej (interkorelacji) zdefiniowano wskaźnik monitorowania reaktora $I_{\text{HEGO}, R_{xy}}$:

$$I_{\text{HEGO}, R_{u_1 u_2}} = \frac{R_{u_1 u_2, 100\text{sr}} - R_{u_1 u_2, \text{sr}}}{R_{u_1 u_2, \text{sr}}} \quad (10)$$

gdzie:

- $R_{u_1 u_2, 100\text{sr}}$ – wartość średnia funkcji interkorelacji dla reaktora o aktywności $A=100\%$,
- $R_{u_1 u_2, \text{sr}}$ – wartość średnia funkcji interkorelacji dla reaktora o znanym poziomie aktywności A .



Rys. 4. Funkcja interkorelacji $R_{u_1 u_2}$ dla reaktora o poziomach aktywności: a). $A=100\%$, b). $A=50\%$, c). $A=0\%$

6.2. Metoda wykorzystująca obliczenia wybranych dyskryminant amplitudowych

Metody amplitudowe wykazują przydatność do potrzeb monitorowania pracy TWC [6]. Wybrano następujące dyskryminanty amplitudowe:

a). współczynnik impulsowości - I:

$$I = \frac{u_{\max 2}}{u_{sr2}} \quad (11)$$

b). kurtoza - R:

$$R = \frac{\frac{1}{T} \int_0^T u_2^4(t) dt}{\left(\frac{1}{T} \int_0^T u_2^2(t) dt \right)^2} \quad (12)$$

gdzie:

$u_{\max 2}$ – wartość skuteczna sygnału z czujnika za reaktorem ,

u_{sr2} - wartość średnia sygnału z czujnika za reaktorem.

W celu określenia przydatności diagnostycznej dyskryminant amplitudowych zdefiniowano wskaźniki monitorowania reaktora katalitycznego:

$$I_{HEGO,I} = I - 1 \quad (13)$$

$$I_{HEGO,R} = R - 1 \quad (14)$$

gdzie:

$I_{HEGO,I}$ – wskaźnik monitorowania oparty na obliczeniach współczynnika impulsowości sygnału;

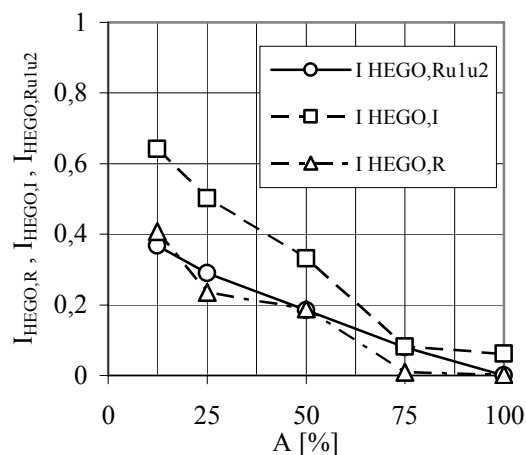
$I_{HEGO,R}$ – wskaźnik monitorowania oparty na obliczeniach kurtozy.

7. ANALIZA PORÓWNAWCZA ZAPROPONOWANYCH METOD

Rys. 5 przedstawia porównanie obliczonych wskaźników $I_{HEGO,I}$, $I_{HEGO,R}$, $I_{HEGO,Ru1u2}$ reaktora katalitycznego.

Metoda monitorowania oparta na obliczeniach funkcji interkorelacji charakteryzuje się dużą liniowością umożliwiając ocenę stanu reaktora w całym zakresie utraty jego aktywności.

Metody oparte na dyskryminantach amplitudowych praktycznie uniemożliwiają ocenę stanu reaktorów w zakresie utraty jego aktywności od 100 do 75% to jest w początkowym okresie jego eksploatacji.



Rys. 5. Zależność wskaźników monitorowania $I_{HEGO,I}$, $I_{HEGO,R}$, $I_{HEGO,Ru1u2}$ w funkcji aktywności reaktora A

8. WNIOSKI

1. Ze względu na widoczną korelację pomiędzy konwersją składników toksycznych, a wskaźnikami monitorowania reaktora, możliwe jest monitorowanie jego pracy w europejskim cyklu jezdny NEDC na podstawie obliczeń wartości I_{HEGO} w ustalonych warunkach pracy silnika.
2. Obydwie zaproponowane metody obliczeniowe wykazują przydatność dla potrzeb monitorowania reaktora.
3. Metody wykorzystujące obliczenia wybranych dyskryminant amplitudowych cechują się podobnym – $I_{HEGO,R}$, albo większym – $I_{HEGO,I}$, zakresem zmian wskaźnika monitorowania w zależności od zmiany aktywności niż metoda oparta na obliczeniach funkcji interkorelacji, lecz obydwie metody wykorzystujące dyskryminanty są nieczułe w zakresie od 100 do 75% aktywności reaktora.
4. Metoda oparta na obliczeniu funkcji korelacji wzajemnej (interkorelacji) cechuje się dużą liniowością i umożliwia monitorowanie reaktora w pełnym zakresie zmian jego aktywności. Zakres zmian wartości wskaźnika monitorowania $I_{HEGO,Ru1u2}$ jest mniejszy niż zakres zmian wskaźnika $I_{HEGO,I}$.

LITERATURA

- [1]. Merkisz J., Mazurek St.: *Pokładowe systemy diagnostyczne pojazdów samochodowych*. WKiŁ, 2002.
- [2]. Kruczyński S. W.: *Trójfunkcyjne reaktory katalityczne*. Instytut Technologii Eksploatacji, Radom, 2004.
- [3]. Ambrozik A., Kruczyński S. W.: *Diagnostyka i monitoring trójfunkcyjnych reaktorów katalitycznych spalin*. XXVII Ogólnopolskie Sympozjum DIAGNOSTYKA MASZYN, Węgierska Górka, luty 2000.
- [4]. Rieck J. S., Collins N. R., Moore J. S.: *OBD II Performance of Three-Way Catalyst*. Society of Automotive Engineers, Technical Paper No. 980665.
- [5]. Kurihara N., Kiura H., Ishii T., Tataka Y.: *On Bard Diagnosis Method for Three-Way Catalyst Deterioration*. Society of Automotive Engineers, Technical Paper No. 972854.
- [6]. Kruczyński S. W., Tomaszewski D.: *Zastosowanie dyskryminant amplitudowych w diagnostyce trójfunkcyjnego reaktora katalitycznego spalin*. Konferencja KONES, Polanica Zdrój, wrzesień 2006.



Prof. dr hab.
inż. **Stanisław W.
KRUCZYŃSKI**, kierownik
Zakładu Silników
Spalinowych na Wydziale
Samochodów i Maszyn
Roboczych Politechniki
Warszawskiej.



Mgr inż. **Dariusz
TOMASZEWSKI**, doktorant
w Zakładzie Silników
Spalinowych na Wydziale
Samochodów i Maszyn
Roboczych Politechniki
Warszawskiej.

CHARAKTERYSTYKI UŻYTECZNOŚCI UKŁADU CZŁOWIEK MASZYNA

Zbigniew SMALKO

Instytut Techniczny Wojsk Lotniczych, 01-494 Warszawa, ul. Księcia Bolesława 6

Streszczenie

Uznając za ważny problem, dobór właściwych środków do realizacji zadań zajęto się opisem wybranych cech użytkowych maszyny a także niektórych właściwości człowieka. Do głównych cech i właściwości układu: człowiek – maszyna zaliczono: odpowiedność, niezawodność, bezpieczeństwo, trwałość i efektywność.

Słowa kluczowe: układ człowiek – maszyna, diagnozowanie.

THE FUNCTIONAL QUALITY SIGNATURES OF MAN – MACHINE SYSTEM

Summary

Considering choice of right means for task realization as a serious problem a description of some selected machine functional quality signatures have been presented together with some human factors characteristics. Adequacy, dependability, safety, durability and effectiveness have been classified as fundamental attributes of man -machine system.

Keywords: man - machine system, diagnosing.

1. WPROWADZENIE

Przedmiotem referatu są wybrane charakterystyki użyteczności układu: człowiek – maszyna.

Człowiek może występować w takim układzie jako decydent i operator. Jego pożądana sprawność psychofizyczna polega na podejmowaniu bezbłędnych decyzji oraz na poprawnym sterowaniu i umiejętnym operowaniu maszyną.

Maszyna przeznaczona jest do wspomagania człowieka tak od strony siłowej (energetycznej), jak i od strony informacyjnej. Przykładem takiego rodzaju łącznego wspomagania są obiekty mechatroniczne.

Otoczenie należy rozumieć szeroko. Może to być zarówno technosfera (utworzona przez człowieka) jak i środowisko naturalne.

W układzie: człowiek- maszyna- otoczenie, ma miejsce realizacja określonych zadań roboczych. Odbyna się ona w wyniku następującej sekwencji działań: człowiek oddziałuje na maszynę, która z kolei, oddziałuje na otoczenie w celu otrzymania pożądanej reakcji otoczenia (przetworzenia, przemieszczenia itp.).

Pozytywny wynik omówionych wyżej działań będziemy uznawali za wykonanie zadania przez człowieka, wspomaganego przez maszynę przy pożądanej reakcji środowiska. Pożądane jest, przy tym, aby oddziaływania człowieka i jego maszyny na otoczenie były efektywne i nieszkodliwe.

Stąd, istotną sprawą jest dobór odpowiedniej maszyny i odpowiedniego operatora do wykonania określonego zadania.

W rzeczywistości okoliczności, w jakich może się znaleźć układ: człowiek - maszyna - otoczenie, nie zawsze sprzyjają efektywnemu i bezpiecznemu wykonaniu zadania, ponieważ:

- z założenia pozytywnym oddziaływaniom człowieka na maszynę mogą towarzyszyć uboczne niepożądane, szkodliwe dla niego, zwrotne reakcje maszyny (np. wibracje, hałas);
- z założenia pozytywnym oddziaływaniom maszyny na otoczenie mogą towarzyszyć uboczne i niepożądane wtórne reakcje otoczenia - i szkodliwe dla niej samej, dla otoczenia oraz dla człowieka, np. konflikty i kolizje z elementami środowiska w skali mikro (nadmierne opory użyteczne) oraz/lub makro (nadmierne opory nieużyteczne w wyniku zderzenia z innymi obiektami technicznymi oraz/lub wytworami natury, z założenia pozytywnym wtórnym oddziaływaniom otoczenia na maszynę mogą towarzyszyć niepożądane oddziaływania szkodliwe dla człowieka.(np. szkodliwe działanie na zmysły wzroku, słuchu i węchu).

Czynniki te, łącznie lub oddzielnie, powodują niekorzystne zmiany stanów elementów układu: człowiek –maszyna. Okoliczności niesprzyjające wykonaniu zadania utożsamiane są z narażeniami, stwarzającymi zagrożenie dla człowieka i maszyny. Pochodzą one zarówno od zewnętrznych jak i wewnętrznych czynników wymuszających (zmęczenia, zużyciowych i starzeniowych).

2. ZAGROŻENIA W UKŁADZIE CZŁOWIEK –MASZYNA -OTOCZENIE

W zagrożonym układzie człowiek-maszyna – otoczenie, można wyróżnić następujące stany: zdatności, częściowej zdatności, częściowej niezdatności, krytycznej niezdatności i całkowitej niezdatności.

Stan Zdatości charakteryzuje się brakiem uszkodzeń, nieprzekroczonym stanem dopuszczalnym, operator czuje się bezpieczny i obiekt działa poprawnie wykonując zadanie.

Przejście do stanu częściowej zdatności utożsamiamy z tolerowalnym uszkodzeniem. Zapobieganie i przeciwdziałanie degradacji maszyny polega na: obsługach technicznych, uzupełnianiu ubytków, monitoringu stanu, ubezpieczeniu użytkownika (operatora) od następstw wypadków, szkód i strat.

Stan Częściowej Zdatości charakteryzuje się tolerowalnymi uszkodzeniami, nieprzekroczonym stanem dopuszczalnym, operator odczuwa lekkie zagrożenie i maszyna jeszcze działa poprawnie wykonując zlecone zadanie, zaczynają występować zarodki procesu powstawania szkód i strat.

Przejście do stanu częściowej niezdatności utożsamiamy z nietolerowalnym częściowym uszkodzeniem. Zapobieganie i przeciwdziałanie degradacji maszyny polega na samoczynnym rozchodowaniu rezerwów i nadmiarów

Stan Częściowej Niezdatości charakteryzuje się nietolerowalnymi częściowymi uszkodzeniami, jest przekroczony stan dopuszczalny i osiągnięty zostaje stan graniczny, operator czuje się zagrożony, obiekt działa niepoprawnie wykonanie zadania jest wątpliwe, występują symptomy procesu powstawania szkód i strat, występują zagrożenia, przewidywany jest wypadek.

Przejście do stanu krytycznej niezdatności utożsamiamy z krytycznym uszkodzeniem. Zapobieganie i przeciwdziałanie degradacji maszyny polega na uruchamianiu zabezpieczeń i blokad oraz na ostrzegawczym alarmowaniu.

Stan Krytycznej Niezdatości charakteryzuje się krytycznymi uszkodzeniami, przekroczony zostaje stan graniczny i osiągnięty zostaje stan krytyczny, operator jest poddawany szkodliwym oddziaływaniom, obiekt działa niepoprawnie lub przestaje działać i wykonywać zadanie, ma miejsce proces powstawania szkód i strat.

Przejście do stanu zupełnej niezdatności utożsamiane jest ze zniszczeniem maszyny i poszkodowaniem ludzi. Zapobieganie i przeciwdziałanie dalszej degradacji maszyny polega na blokowaniu i odłączaniu procesu powstawania szkód i strat oraz na alarmowaniu.

Stan Całkowitej Niezdatości charakteryzuje się rozległymi zniszczeniami, uszkodzonymi i stratami, przekroczony zostaje stan krytyczny, operator jest poszkodowany a obiekt jest zniszczony, maszyna traci właściwości użytkowe i przerywa wykonanie zadania, występują znaczne szkody i straty.

Powrót do stanu zdatności może polegać na odnowie(wymianie) całkowitej maszyny, na leczeniu i neutralizacji szkód ludzkich i odszkodowaniu strat materialnych. Zapobieganie i przeciwdziałanie dalszej degradacji układu człowiek-maszyna polega na uruchomieniu systemu ratowniczego oraz pomocy medycznej i technicznej.

Stąd, uznajemy za ważny problem, dobrania właściwych środków do realizacji zadań i dlatego zajmujemy się opisem wybranych cech użytkowych maszyny a także niektórych właściwości człowieka (operatora i decydenta).

3. WYBRANE CECHY UŻYTKOWE UKŁADU CZŁOWIEK- MASZYNA

Do głównych cech i właściwości układu: człowiek- maszyna zaliczymy: odpowiedniość (adequacy), niezawodność (dependability), bezpieczeństwo (safety), trwałość (durability) i efektywność (effectiveness).

Odpowiedniość (adequacy) – to cecha układu człowiek-maszyna, wieloaspektowo opisująca przysposobienie tego układu, do wykonywania określonych zadań w nominalnych oraz/lub ekstremalnych warunkach użytkowania.

Odpowiedniość, opisywana jako łączna cecha maszyny, okazuje się zbiorem czterech pojęć: funkcjonalności, ergonomiczności, kompatybilności i sterowalności (ruchowości).

Funkcjonalność (functionality) - cecha maszyny opisująca dogodność konstrukcyjnego rozwiązania (configurability) maszyny zapewniającego m.in.: odpowiedni obszar zastosowań (coverage) oraz podatność na oprogramowanie wykonywanych czynności (programmability).

Ergonomiczność (ergonomics) – cecha maszyny opisująca jej dostosowanie do właściwości antropotechnicznych i psychofizycznych człowieka poprzez właściwe rozwiązanie konstrukcyjne oraz przez zastosowanie przyjaznej dla człowieka (user friendly) techniki realizacji zadania przez maszynę.

Kompatybilność (integrity) – cecha maszyny opisująca dostosowanie rozwiązania konstrukcyjnego organów roboczych maszyny do rozwiązania organów odbiorczych innych obiektów technicznych oraz do cech infrastruktury.

Sterowalność (operability) – cecha maszyny opisująca rozwiązanie konstrukcyjnym maszyny, które sprawia łatwość użytkowania (nawigowania, operowania i manewrowania) maszyną. W tym: uzyskiwanie dokładnej i szybkiej odpowiedzi (response time) organów roboczych na sygnały sterownicze, nieskomplikowany sposób sterowania (simplicity), dostępność (access) do dźwigni i przycisków, dobra widoczność tablic i wskaźników stanu obiektu i położenia obiektu w przestrzeni działania itp.)

Niezawodność (dependability) jest cechą opisującą przysposobienie układu: człowiek-maszyna do wykonywania, przypisanych temu

układowi funkcji, w określonym czasie i w określonych warunkach użytkowania. Działania, które warunkują wykonywanie przypisanych zadań bezpiecznie, skutecznie i bez zbędnych przestojów.

Niezawodność dokładniej analizowana, jako łączna cecha układu człowiek-maszyna, opisywana jest zbiorem czterech pojęć: nieuszkodzalności, nadmiarowości, bezbłędności i gotowości.

Nieuszkodzalność (reliability) - cecha maszyny opisująca jej zdolności do bezuszkodzeniowego działania, zgodnie z jej przeznaczeniem w zadanym czasie i ustalonych okolicznościach.

Nadmiarowość (redundancy) - łączna cecha opisująca rezerwowanie układu: człowiek maszyna, które stwarza możliwość tolerancji uszkodzeń maszyny i błędów człowieka w wyniku stworzenia w nim nadmiarów: strukturalnych, funkcjonalnych, czasowych i informacyjnych.

Bezbłędność (accuracy) - właściwość człowieka (decydenta – operatora) opisująca jego zdolność do poprawnego podejmowania decyzji o uruchomieniu maszyny i do poprawnego sterowania maszyną - z uwzględnieniem zmian stanu technicznego maszyny i stanu otoczenia.

Gotowość (availability) - łączna cecha układu: człowiek maszyna opisująca jego zdolność do utrzymywania maszyny w wymaganym stanie technicznym zapewniającym jej dyspozycyjność (disposability).

Bezpieczeństwo (safety) - łączna cecha układu człowiek-maszyna opisująca przysposobienie układu do unikania zagrożeń i narażeń w ruchu i w stanie spoczynku.

Bezpieczeństwo dokładniej analizowana jako cecha układu: człowiek-maszyna-otoczenie opisywana jest zbiorem pięciu pojęć: ochraniałości (bezpieczności biernej), niezagrażalności (bezpieczności czynnej), nieszkodliwości, zabezpieczalności i bezszkodowości.

Ochroniałość (immunitess) cecha maszyny opisująca jej przysposobienie do ochrony kierowcy, pasażerów i ładunków przed skutkami zewnętrznych i wewnętrznych narażeń. Jest to osiągnięte przez wzmocnienie i uodpornienie konstrukcji oraz wyposażenie maszyny w specjalne zabezpieczające urządzenia (pasy, ABS) i serwomechanizmy. A także przez zastosowanie nadmiarów informacyjnych i funkcjonalnych umożliwiających tolerancję krytycznych uszkodzeń (fail safes).

Niezagrażalność (hazardousness), cecha układu człowiek maszyna opisująca przysposobienie układu sterowniczego i podatności człowieka i do szybkiego manewrowania, zmiany przyśpieszeń, prędkości przemieszczania i hamowania maszyny, celem bezszkodowego działania i unikania kolizji z otoczeniem.

Nieszkodliwość (harmlessness) cecha układu: człowiek maszyna opisująca jego przysposobienie

do ograniczenia szkodliwego oddziaływania maszyny na środowisko naturalne.

Zabezpieczalność (securitises) cecha układu: maszyna-otoczenie opisująca system ostrzegawczy i blokujący układu uniemożliwiający użytkowanie maszyny przez osoby nieuprawnione oraz/lub przez osoby nieumiejętnie operujące obiektem.

Bezszkodowość (harmlessness) cecha układu człowiek-maszyna-otoczenie opisująca poprawność współdziałania jego elementów przy eliminacji i neutralizacji możliwych szkód i strat.

Trwałość (durability) jest cechą maszyny wyrażaną granicznym okresem użytkowania maszyny (live time) wynikającą, przede wszystkim, z utraty odporności (hardiness) elementów na oddziaływanie czynników wymuszających. Graniczny okres użytkowania maszyny również może wynikać z nieopłacalności dalszego utrzymywania jej w gotowości technicznej.

Trwałość dokładniej analizowana jako cecha maszyny opisywana jest zbiorem czterech pojęć: wytrzymałości, odporności, obsługiwalności i dostępności do obsługi technicznych

Wytrzymałość (robustness, strenght, endurance) - cecha opisująca zdolność tworzywa konstrukcyjnego maszyny do przeciwdziałania degradacji - do chwili przekroczenia dopuszczalnych obciążeń użytkowych.

Odporność (refractoriness) - cecha opisująca zdolność tworzywa konstrukcyjnego maszyny do przeciwdziałania degradacji - od oddziaływania zewnętrznych czynników wymuszających.

Obsługiwalność (maintainability) - cecha maszyny opisująca jej podatność na zabiegi obsługowo-naprawcze wykonywane w zadanym czasie.

Utrzymywalność (supportability) - cecha opisująca przysposobienie maszyny do utrzymywania jej w wymaganym stanie technicznym, przez okres eksploatacji, na drodze obsługi, napraw i inspekcji.

Dostępność do obsługi technicznych (serviceability) cecha układu-człowiek-maszyna opisująca zapewnienie możliwości wykonania, przez zaplecze techniczne w okresie eksploatacji, profilaktycznych i doraźnych zabiegów obsługowo-naprawczych.

Efektywność (effectiveness) cecha opisująca zdolność układu człowiek - maszyna do oszczędnego zużycia energii oraz racjonalnego wykorzystania innych materialnych i pieniężnych nakładów na wykonanie zadań (z uwzględnieniem zasad gospodarności).

Efektywność jako cecha układu człowiek-maszyna jest opisywana zbiorem czterech pojęć: sprawności energetycznej, wydajności, ekonomiczności i gospodarności.

Sprawność energetyczna (efficiency) cecha maszyny wyrażająca się stopniem użytecznego przetworzenia energii nadawanej.

Wydajność (capability) cecha opisująca zdolność maszyny do uzyskiwania określonych

wyników materialnych mierzona natężeniem przepływu materiału (masy) lub ilością pracy przewozowej.

Ekonomiczność (economics) cecha układu człowiek maszyna wyrażająca się stopniem racjonalnego wykorzystania środków pieniężnych przeznaczonych na realizację zadania.

Gospodarność (managementability) cecha opisująca umiejętność człowieka do realizacji zadań roboczych zgodnie z zasadami oszczędnego rozchodowania resursów maszyn oraz nakładów rzeczowych i pieniężnych przeznaczonych na realizację tych zadań.

3. UWAGI KOŃCOWE

Należy sądzić, że opisane wyżej cechy użytkowe mogą być przydatne przy doborze maszyn pracujących w warunkach zewnętrznych, sprzyjających w mniejszym lub większym stopniu wykonaniu określonych zadań roboczych.

Określone znaczenie mają relacje między głównymi cechami układu: człowiek-maszyna-otoczenie. Niezawodność warunkuje bezpieczeństwo i efektywność; trwałość warunkuje niezawodność, bezpieczeństwo i efektywność zaś odpowiedniość warunkuje pozytywny wynik wszystkich cech układu człowiek-maszyna.

Niniejsze opracowanie jest przyczynkiem do dalszego doskonalenia metod doboru cech maszyn w zmiennych warunkach użytkowania.

LITERATURA

- [1] Avizienis, J. G.Larie, B.Randel, *Fundamental Concepts of dependability*, Newcastle University, Report no.CS-TR-739, Newcastle, October 2000.
- [2] Fr. von Gottl - Ottilienfeld, *Wirtschaft und Technik, Grundriss der Sozialökonomik*, Tybinga 1932.
- [3] Jaźwiński J. Borgoń J., *Niezawodność eksploatacyjna i bezpieczeństwo lotów*. Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 1989.
- [4] Mazur M., *Terminologia techniczna*, WNT, Warszawa 1961.
- [5] Norma "Wybór wskaźników niezawodności", PN-77/N-04010. PKNMiJ 1977.
- [6] Puszkin W.G. *Problema Nadežnosti*. Izdatelstwo Nauka. Moskwa 1971.
- [7] Smalko Z., *Pięć podstawowych pojęć w technice*. Komitet Naukoznawstwa PAN.1987.
- [8] Titus Lucretius Carus, „*O naturze rzeczy*” Ludowa Spółdzielnia Wydawnicza, Warszawa 1995.

ZUŻYCIE I MOŻLIWOŚĆ DIAGNOZOWANIA WYBRANYCH ELEMENTÓW UKŁADU WTRYSKOWEGO SILNIKÓW OKRĘTOWYCH

Artur BEJGER

Akademia Morska w Szczecinie, Zakład Diagnostyki i Remontów Maszyn Okrętowych
ul. Podgórna 51/53, 70-205 Szczecin, fax 091 431 85 42, e-mail: abejger@am.szczecin.pl

Streszczenie

W artykule przedstawiono typowe rodzaje zużycia układu wtryskowego na tle innych układów funkcjonalnych silników okrętowych. Przedstawiono możliwość zastosowania sygnałów emisji akustycznej (EA) do diagnozowania procesu wtrysku. Wykazano, że w częstotliwości około 12 – 16 kHz można wyodrębnić „czyste” sygnały odzwierciedlające pracę wtryskiwacza i układu przepłukania. Częstotliwość rzędu 8 – 16 kHz bardzo dobrze uwidacznia procesy tribologiczne zachodzące w pompie wtryskowej.

Słowa kluczowe: emisja akustyczna, układ wtryskowy, zużycie, silnik wysokopięny, silniki okrętowe.

THE WEAR AND THE POSSIBILITY OF CONDITION MONITORING OF SELECTED ELEMENTS OF INJECTION SYSTEM OF MARINE DIESEL ENGINES

Summary

Typical wear cases of fuel injection system, in confrontation with other main functional systems of the marine diesel engine are presented in the paper. The possibility of apply the acoustic emission signals for condition monitoring of injection process and the operation of injection pump and injector are presented. There is shown, that in the frequency of 12 – 16 kHz is possibility to separate signals depended from operation and condition of injector and scavenge. The frequency of 8 – 16 kHz superbly reflect the tribological processes of fuel injection pump.

Keywords: acoustic emission, injection system, wear, diesel engine, marine diesel engines.

WSTĘP

W przypadku silników okrętowych występują tendencje do przechodzenia na paliwa coraz „cięższe”, gorszej jakości, o dużej ilości szeroko rozumianych zanieczyszczeń. Zanieczyszczenia te są jednym z dominujących czynników powodujących obniżenie niezawodności aparatury wtryskowej. Jest to również główna przyczyna zużycia elementów układu wtryskowego decydująca w efekcie o ich trwałości i żywotności.

Charakterystyka wtrysku, tj. natężenie wypływu paliwa z otworków rozpylacza w funkcji czasu lub kąta obrotu wału korbowego, ma bardzo duży wpływ na przebieg procesu spalania. Ponieważ aparatura paliwowa ma decydujący wpływ na parametry pracy silnika i na zużycie paliwa, powinna ona działać niezawodnie w ciągu długiego czasu pracy silnika, bez konieczności dokonywania częstych przeglądów lub napraw. Ze względu jednak na swoją budowę i złożone działanie, duże obciążenie cieplne i mechaniczne, aparatura wtryskowa stanowi zespół silnika, który spośród głównych układów funkcjonalnych silnika (układu tłokowo-korbowego, rozrządu, smarowania, rozruchowo-nawrotnego) jest najbardziej podatny na uszkodzenia. Ilość uszkodzeń w aparaturze paliwowej, stanowi zwykle więcej niż połowę

wszystkich uszkodzeń silnika. Najmniej trwałym elementem aparatury są pompy wtryskowe i wtryskiwacze [2].

Do elementów aparatury paliwowej o dużym zużyciu należą pary precyzyjne (iglica-prowadnica rozpylacza, tłoczek-cylinderek pompy wtryskowej). Warunki w jakich pracują, tj. wysokie ciśnienie, bardzo krótkie czasy wtrysku paliwa, duża prędkość wypływu paliwa oraz wysoka temperatura wymagają od par precyzyjnych:

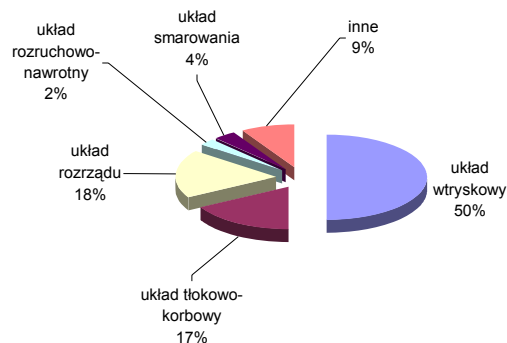
- małych luzów w połączeniach ruchowych i zarazem „pełnej swobody” wzajemnego ruchu współpracujących elementów,
- wysokiej dokładności wykonania (zwłaszcza krawędzi sterujących przepływem paliwa, powierzchni prowadzących i stożków uszczelniających).

W trakcie eksploatacji zachodzą negatywne zmiany zarówno w makro jak i mikrogeometrii materiału powierzchni roboczych par precyzyjnych. Do czynników mających ujemny wpływ na te procesy należą:

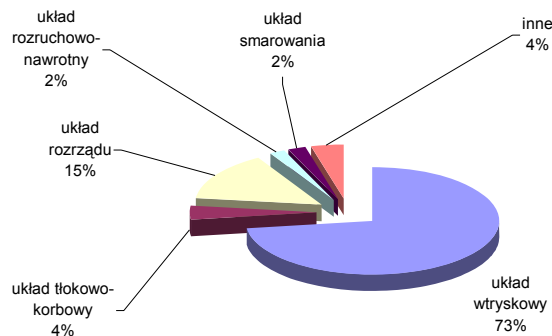
- działanie wysokich ciśnień,
- działanie zmiennych i wysokich temperatur,
- chemiczne oddziaływanie produktów spalania,
- inne zjawiska powodujące lub przyspieszające zużycie erozyjne (w tym – erozję kawitacyjną).

1. BADANIA I ANALIZA USZKODZEŃ UKŁADU WTRYSKOWEGO NA TLE GŁÓWNYCH UKŁADÓW FUNKCJONALNYCH SILNIKÓW OKRĘTOWYCH

Dokonano analizy uszkodzeń wybranych silników okrętowych. Badano uszkodzenia, które wystąpiły w latach 2000-2005. Z ważniejszych układów funkcjonalnych silnika, układ wtryskowy charakteryzuje się największą liczbą uszkodzeń (rys. 1 i 2).



Rys. 1. Statystyka uszkodzeń głównych układów funkcjonalnych w silnikach MAN B&W 5S60MC



Rys. 2. Statystyka uszkodzeń głównych układów funkcjonalnych w silniku 12ZV40/48

Obserwacje dokonane na trzech statkach z silnikami MAN B&W pozwoliły odnotować:

- 29 przypadków zatarcia pomp wtryskowych (spowodowane to było nienależytym oczyszczeniem systemu paliwowego lub „wyrwaniem” materiału tłoczka pary precyzyjnej). Stwierdzono również jeden przypadek zablokowania pary precyzyjnej pompy wtryskowej przez cząstkę nagaru;
- 3 przypadki pęknięć przewodów zasilających pompy wtryskowe oraz 4 przypadki pęknięć sprężyn na tłoczeniu i przelewie pomp wtryskowych;
- 2 pęknięcia (przecieki) na głowicach pomp paliwowych (w związku z tym wymiana pompy);
- 5 przypadków wymiany pompy paliwowej z powodu urwania śruby przegrodowej, co skutkowało wypadnięciem pierścienia zabezpieczającego z głowicy zaworowej pompy;

- 26 przypadków wymiany wtryskiwaczy (przyczyna: uszkodzona iglica rozpylacza – zatarta lub zakleszczona);
- liczne przypadki niewłaściwie pracujących wtryskiwaczy – nieszczelne („lejące”), rozkalibrowane, zakoksowane (prawdopodobną przyczyną była zła jakość paliwa);
- 6 przypadków urwania brodawki („noska”) rozpylacza.

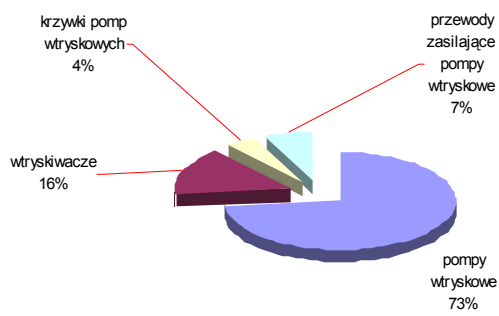
W badanych silnikach Sulzer ZV40/48 odnotowano głównie (rys. 4):

- dwa przypadki zacierania się pomp wtryskowych (prawdopodobną przyczyną, podobnie jak w silnikach MC było złej jakości paliwo);
- pięć przypadków odłamania (wzdłuż otworków) końcówki rozpylającej;
- piętnaście przypadków uszkodzenia pary precyzyjnej (dziesięć przypadków „wybicia siedzenia” i pięć przypadków zatarcia iglicy);
- pięć przypadków pęknięcia sprężyny korpusu rozpylacza;
- liczne uszkodzenia otworków rozpylających (erozyjne powiększenie o kilka procent w stosunku do wymiaru nominalnego);
- liczne przypadki uszkodzeń polegających na niewłaściwym rozpylaniu paliwa spowodowane między innymi zakoksoowaniem otworków;
- pękanie sprężyn na tłoczeniu pomp wtryskowych.

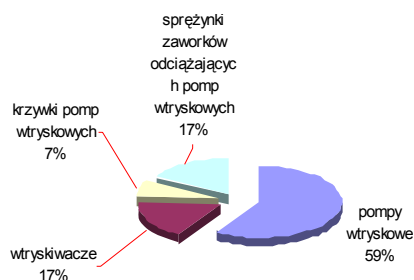
Układ wtryskowy jest zatem najbardziej newralgicznym ze wszystkich układów funkcjonalnych silnika. Z przeprowadzonej dalszej analizy (rys. 3 i 4) wynika, że uszkodzenia elementów tego układu zawierają się w przedziale 50 – 73%. Największą częstością uszkodzeń charakteryzują się pompy wtryskowe (przedział 59 – 72%), w dalszej kolejności wtryskiwacze (18%) oraz sprężynki zaworów zwrotnych pomp wtryskowych (18%). Krzywki pomp wtryskowych oraz przewody zasilające mają stosunkowo niewielki udział (4 – 7%).

Na rys. 5 i 6 przedstawiono przykładowe (bardzo niebezpieczne dla silnika) uszkodzenia brodawek („nosków”) rozpylaczy, a na rys. 7 zakoksowany rozpylacz.

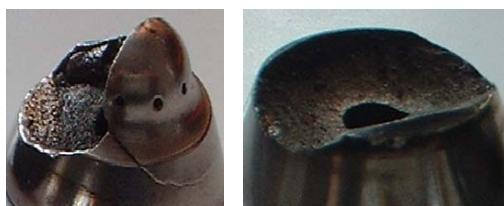
W wyniku niewłaściwej eksploatacji silnika (np. niedociążenie silnika), nieprawidłowego ustawienia ciśnienia otwarcia wtryskiwacza czy też zużycia pary stożek-gniazdo iglicy rozpylacza, może dojść do zjawiska tzw. „podciekania wtryskiwacza”. Charakteryzuje się to pojawianiem się na rozpylaczu kropli paliwa przy ciśnieniu niższym od ciśnienia otwarcia wtryskiwacza. Stan taki doprowadzić może do stopniowego zakoksowywania rozpylacza i w efekcie do całkowitej utraty drożności przepływającego paliwa.



Rys. 3. Statystyka uszkodzeń elementów układu wtryskowego silnika 5S60MC



Rys. 4. Statystyka uszkodzeń elementów układu wtryskowego silnika 12ZV40/48



Rys. 5. Częściowe (a) oraz całkowite (b) oderwanie brodawki rozpylacza



Rys. 6. Pęknięcie brodawki rozpylacza

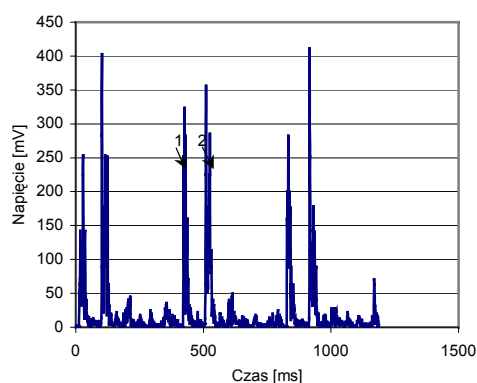


Rys. 7. Zakokszowany rozpylacz na skutek utraty szczelności układu gniazdo – stożek iglicy rozpylacza

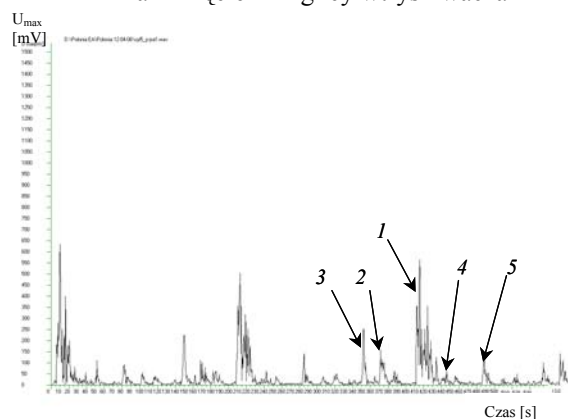
2. DIAGNOZOWANIE UKŁADU WTRYSKOWEGO

Do diagnozowania układu wtryskowego silnika okrętowego autor niniejszego artykułu stara się wykorzystać możliwości, jakie niesie za sobą sygnał

emisji akustycznej (EA). Pod wpływem zachodzących zmian ciśnienia, przepływającego przez przewód paliwa, ale także uszkodzeń związanych z pompą wtryskową lub wtryskiwaczem, generowana jest emisja akustyczna [1]. Jak wykazały liczne badania, sygnał emisji akustycznej jest ściśle związany z pracą konkretnego elementu układu. Wykonując analizę sygnału w istotnej dla procesu częstotliwości (w tym przypadku 14 – 16 kHz), uzyskać można informacje o pracy wtryskiwacza (rys. 8) i/lub pompy wtryskowej. Możliwe jest również dokładne określenie czasu trwania wtrysku a także faz wymiany ładunku i kąta wyprzedzenia wtrysku (rys. 9).

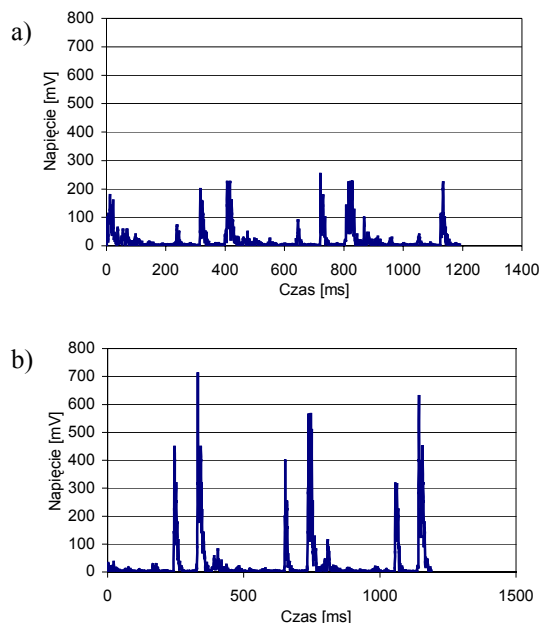


Rys. 8. Sygnał emisji akustycznej mierzony na wtryskiwaczu z wyraźnie widocznym otwarciem 1 i zamknięciem 2 iglicy wtryskiwacza



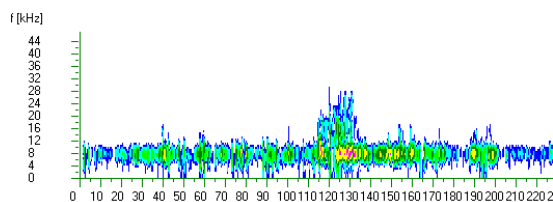
Rys. 9. Sygnał emisji akustycznej mierzony na pompie wtryskowej: 1 – proces wtrysku paliwa (widoczne są również zjawiska związane z pracą układu przepłukania: 2 – zamknięcie zaworu wydechowego, 3 – otwarcie zaworu dolotowego, 4 – zamknięcie zaworu dolotowego, 5 – otwarcie zaworu wydechowego)

Z przebiegów emisji przedstawionych na rys. 8 i 10 można wnioskować o pracy iglicy rozpylacza – jej otwieranie i zamknięcie (a co za tym idzie czas trwania wtrysku). Ponadto, na rys. 10 zauważyć można dużo wyższą wartość amplitudy (napięcia prądu) sygnału emisji akustycznej związanej z niewłaściwie ustawionym (zbyt wysokim) ciśnieniem otwarcia wtryskiwacza.



Rys. 10. Porównanie sygnału emisji akustycznej dla: a) prawidłowej pracy wtryskiwacza oraz b) zbyt wysokiego ciśnienia otwarcia wtryskiwacza

Udało się również wskazać na częstotliwości odzwierciedlające procesy tribologiczne zachodzące w pompie wtryskowej (rys. 11). Są to częstotliwości rzędu 8 – 16 kHz. Analiza sygnału pozwala uzyskać wyraźną różnicę widma sygnału EA dla prawidłowo pracującej i uszkodzonej pompy wtryskowej. Autor niniejszego artykułu prowadzi dalsze badania nad wyselekcjonowaniem sygnału związanego z konkretnym źródłem (rodzajem i stopniem zużycia elementów układu wtryskowego).



Rys. 11. Przebiegu procesów tribologicznych zachodzących w pompie wtryskowej

WNIOSKI

Opierając się o badania własne oraz analizę „raportów z podróży” wykonywanych przez starszych mechaników stwierdzić można, że:

- 1) na uszkodzenia aparatury wtryskowej wpływ mają coraz gorsze jakościowo rozpylacze i „nieoryginalne” części zamienne pomp wtryskowych (żywołność tych elementów jest prawie o połowę mniejsza). Odnotowano np. podczas prowadzonych badań, niewłaściwą pracę nowych fabrycznie rozpylaczy (po zmianie przez armatora dostawcy części), która spowodowana była źle wykonaną studzienką rozpylacza. Największe jednak znaczenie ma

bardzo zły jakości paliwo - jest główną przyczyną problemów eksploatacyjnych podczas pracy pomp wtryskowych, wtryskiwaczy oraz filtrów paliwa.

- 2) istnieje możliwość diagnozowania układu wtryskowego za pomocą sygnału emisji akustycznej. Procesy zachodzące w tym układzie najbardziej „widoczne” są w zakresie częstotliwości równej około 12 – 16 kHz. Procesy tribologiczne zachodzące w pompie wtryskowej są odzwierciedlone w częstotliwościach rzędu 8 – 16 kHz.

W obecnej chwili autor niniejszego artykułu potrafi dość precyzyjnie wyselekcjonować sygnały emisji akustycznej zależne m.in. od niewłaściwego ustawienia ciśnienia otwarcia rozpylacza, czasu (kąta) trwania wtrysku, zakoksovania rozpylacza, niewłaściwej pracy zaworka odciażającego).

LITERATURA

- [1] Bejger A., *Możliwość diagnozowania układu wtryskowego silnika okrętowego na podstawie zachodzących w nim procesów*, Zeszyty Naukowe Akademii Morskiej w Szczecinie, 2006, Nr 10(82), . 41-49.
- [2] Ranachowski Z., Bejger A., *Fault diagnostics of the fuel injection system of a medium power maritime diesel engine with application of acoustic signal*, Archives of Acoustic, Vol. 30, No 4, 2005, p. 465-472.
- [3] Falkowski H., Hauser G., Janiszewski T., Jaskuła A., *Układy wtryskowe silników wysokoprężnych*, WKiŁ, Warszawa 1989.



Dr inż. **Artur BEJGER** jest adiunktem w Zakładzie Diagnostyki Maszyn Okrętowych Akademii Morskiej w Szczecinie. W swojej pracy naukowej zajmuje się diagnozowaniem maszyn (ze szczególnym uwzględnieniem układu wtryskowego silników wysokoprężnych) z wykorzystaniem sygnału emisji akustycznej.

NIEKTÓRE WŁASNOŚCI ACYKLICZNEJ CZĘŚCI 3-OPTYMALNEJ STRUKTURY OPINIOWANIA DIAGNOSTYCZNEGO

Roman KULESZA

Wojskowa Akademia Techniczna, Wydział Cybernetyki, Instytut Teleinformatyki i Automatyki
ul. Kaliskiego 2, 00-908 Warszawa; fax: 022-683-71-44

Streszczenie

Przedstawiono metodę przeliczania acyklicznej części 3-optimalnej struktury opiniowania diagnostycznego. Wyznaczono szereg przeliczający takie struktury, do rzędu ósmego.

Słowa kluczowe: struktura opiniowania diagnostycznego; przeliczanie; izomorfizm.

SOME PROPERTIES OF THE ACYCLIC COMPONENTS OF THE 3-OPTIMAL STRUCTURES FOR ONE-STEP DIAGNOSIS OF SYSTEM

Summary

The method of enumeration the acyclic components of the 3-optimal structures for one-step diagnosis of system is presented in this paper.

Keywords: structures for one-step diagnosis of system; enumeration; isomorphism.

1. WPROWADZENIE

Wiadomo [4]-[6], że każda składowa spójności, acyklicznej części 3-optimalnej struktury opiniowania diagnostycznego (OD), jest takim acyklicznym (w sensie dróg) digrafem (unigrafem zorientowanym) bez pętli $D(\|E\| \geq 4, E$ -zbiór węzłów digrafu D), że

$$[\forall e \in E : \Gamma^{-1}(e) \neq \emptyset] : \mu^{-}(e) = 3,$$

gdzie $\mu^{-}(e)$ oznacza stopień wejściowy węzła e (np.-liczbę komputerów sieci komputerowej, które testują komputer e).

Węzły zbioru E^{-} ($E^{-} = \{e \in E : \Gamma^{-1}(e) = \emptyset\}$) nazywamy *źródłami*, a węzły zbioru

E^{+} ($E^{+} = \{e \in E : \Gamma(e) = \emptyset\}$)-*ściekami* (struktury D), przy czym, jeżeli 3-optimalna struktura OD, ma część acykliczną, to jej źródła zagnieżdżone są w składowej silnej spójności S , tej struktury oraz $E^{+} \neq \emptyset$ (rys. 1).

Zauważmy, że jeżeli $E^{+} \neq \emptyset$, to $\exists e \in E \setminus E^{-} : \|\{\Gamma^{-1}(e)\} \cap E^{-}\| = 3$ bowiem w przeciwnym razie, digraf D nie byłby digrafem acyklicznym.

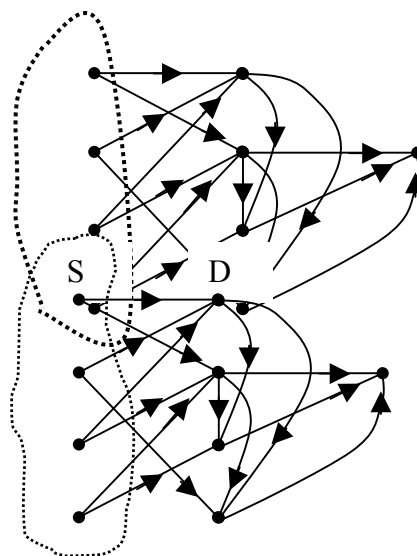
Dalej, będziemy rozpatrywać takie digrafy D , których podgraf $\langle \Gamma(E^{-}) \rangle_D$ jest grafem spójnym.

Wykażemy, że szereg przeliczający struktury D , ma postać:

$$D(x) = x^4 + x^5 + 9x^6 + 80x^7 + 1422x^8 + \dots \quad (1)$$

Zaproponowana w artykule, metoda wyznaczenia zależności (1), polega na indukowaniu

(generowaniu) zbiorów niepodobnych struktur D (określonego rzędu), przez sklejanie węzłów o jednakowych wagach $\nu(e) (\nu(e) = \mu^{-}(e), e \in \Gamma(E^{-}))$, digrafów opisanych $C(D)$ i $B(D)$, które są (odpowiednio) podgrafami $\langle E^{-} \cup \Gamma(E^{-}) \rangle_D$ i $\langle E \setminus E^{-} \rangle_D$ o ważonych węzłach, przy czym multizbiór $\{\nu(e) : e \in \Gamma(E^{-})\}$ będzie pełnił rolę kanonicznego reprezentanta klasy podobieństwa struktur D (rys. 2).



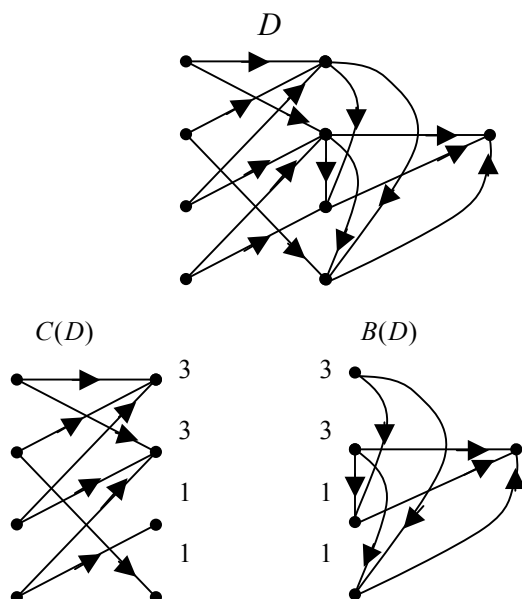
Rys. 1. Przykład acyklicznej części 3-optimalnej struktury OD (digraf D) rzędu dziewiątego o czterech źródłach i jednym ścieku

Kanoniczny reprezentant klasy podobieństwa struktur D , będziemy (również) przedstawiać w postaci wektora:

$$\nu = (\nu_1, \dots, \nu_r), \nu_1 \geq \dots \geq \nu_r, \quad r = \|\Gamma(E^-(D))\|.$$

Niech $C(\alpha, \nu)$ oznacza zbiór grafów prostych (dwupodzielnych digrafów bez pętli) o α ($3 \leq \alpha \leq \nu_1 + \dots + \nu_r$) źródłach i takich r ścieżkach, oznaczonych wagami ze zbioru $\{\nu_1, \dots, \nu_r\}$, że $\nu = (\nu_1, \dots, \nu_r)$, a $B(k, \nu)$ ($k \geq r$) - zbiór takich, spójnych digrafów acyklicznych rzędu k , również o r węzłach oznaczonych wagami ze zbioru $\{\nu_1, \dots, \nu_r\}$, że podgraf zawierający węzły ważne, jest grafem spójnym oraz stopień wejściowy węzła o wadze ν' ($\nu' \in \{\nu_1, \dots, \nu_r\}$) równa się $3 - \nu'$, a węzłów bez wag-trzy.

Różne sposoby scalenia grafu G' ($G' \in C(\alpha, \nu)$) z grafem G'' ($G'' \in B(k, \nu)$), przez sklejenie ich węzłów ważonych (o jednakowych wagach), indukuje (generuje) zbiór struktur D , rzędu $\alpha + k$, który może zawierać struktury izomorficzne.



Rys. 2. Rozłożenie struktury D na digrafy $C(D)$ i $B(D)$ o ważonych węzłach

Metoda wyznaczenia szeregu przeliczającego, nieetykietowane struktury D , zaproponowana w artykule, polega na oddzielnym przeliczaniu (dla ustalonej wartości ν) struktur G' ($G' \in C(\alpha, \nu)$) i G'' ($G'' \in B(k, \nu)$) oraz wyznaczaniu ich grup węzłowych (zbiorów przekształceń automorficznych), a następnie-na indukowaniu struktur D , przez sklejenie węzłów ważonych, tych struktur oraz redukowaniu (w zbiorze tak wyindukowanych struktur) struktur izomorficznych, w oparciu o poznane

automorfizmy struktur G' i G'' . Jeżeli $k > \|\nu\|$, to struktury zbioru $B(k, \nu)$, uzyskuje się jako nadgrafy struktur zbioru $B(\|\nu\|, \nu)$, utworzone przez dodanie $k - \|\nu\|$ węzłów. Ponieważ $B(k, (3)) = \emptyset$ ($k > 1$) oraz $B(k, (3, 2)) = \emptyset$ ($k > 2$), to operacja taka nie jest zbyt złożona, gdyż (przy wyznaczaniu szeregu przeliczającego struktury D , do rzędu ósmego) wymaga dodania, co najwyżej, dwóch węzłów.

W części drugiej artykułu, przedstawimy metodę wyznaczenia szeregu przeliczającego (zależność 1), polegającą na sklejeniu węzłów o jednakowych wagach, struktur klasy $C(\alpha, \nu)$ i klasy $B(k, \nu)$, a w częściach trzeciej oraz czwartej, odpowiednio-metody wyznaczania niezbędnych własności tych struktur.

2. METODA WYZNACZENIA SZEREGU PRZELICZAJĄCEGO

Zauważmy, że aby wyznaczyć szereg przeliczający struktury D do rzędu ósmego, wystarczy posłużyć się ich kanonicznymi reprezentantami klas podobieństwa (wektorami ν), do wymiaru piątego.

Oznaczmy:

$$\Phi^r = \{\nu = (3, \dots, \nu_r) : B(r, \nu) \neq \emptyset\};$$

$$\sigma_s(\nu) = \|\{i \in \{1, \dots, r\} : \nu_i = s\}\| \quad (s \in \{1, 2, 3\}).$$

Z własności digrafów zbioru $B(\|\nu\|, \nu)$ wynika, że $\Phi^1 = \{(3)\}$ i $\Phi^2 = \{(3, 2)\}$ oraz zbiór $B(r, \nu)$ ($r \geq 3$) nie jest zbiorem pustym wtedy i tylko wtedy, gdy

$$[\nu_2 \geq 2] \wedge [(\sigma_3(\nu) \geq 2) \Rightarrow (\sigma_1(\nu) \geq \sigma_3(\nu) - 1)].$$

Tak więc:

$$\Phi^1 = \{(3)\}; \quad \Phi^2 = \{(3, 2)\};$$

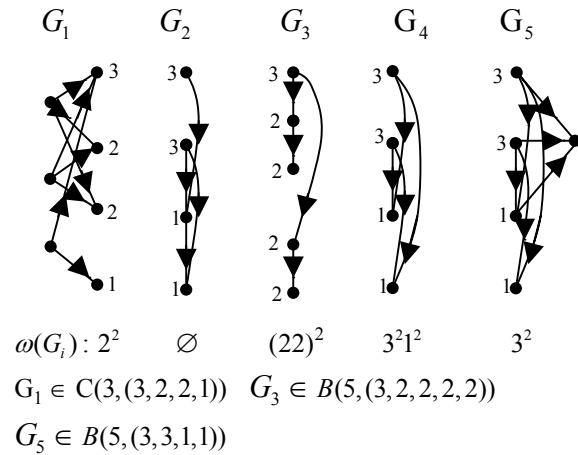
$$\Phi^3 = \{(3, 3, 1), (3, 2, 2), (3, 2, 1)\};$$

$$\Phi^4 = \{(3, 3, 2, 1), (3, 3, 1, 1), (3, 2, 2, 2), (3, 2, 2, 1), (3, 2, 1, 1)\};$$

$$\Phi^5 = \{(3, 3, 3, 1, 1), (3, 3, 2, 2, 1), (3, 3, 2, 1, 1), (3, 3, 1, 1, 1), (3, 2, 2, 2, 2), (3, 2, 2, 2, 1), (3, 2, 2, 1, 1), (3, 2, 1, 1, 1)\}.$$

Zauważmy, że jeżeli $\|\nu\| \leq 5$, to grupy węzłowe grafów zbioru $C(\alpha, \nu)$ oraz zbioru $B(k, \nu)$, można przedstawić w postaci, co najwyżej, dwóch niezależnych albo dwóch sprzężonych, grup węzłów podobnych, o odpowiednich krotnościach.

Niech zapis $\omega(G) = v_{i_1}^{\delta_{i_1}} v_{i_p}^{\delta_{i_p}}$ ($\{v_{i_1}, v_{i_p}\} \subset \{3, 2, 1\}, p \in \{1, 2\}$) oznacza, że digraf G zbioru $C(\alpha, v)$ albo zbioru $B(k, v)$, ma p niezależnych grup węzłów podobnych (odpowiednio) o wadze v_{i_1} i krotności δ_{i_1} oraz o wadze v_{i_p} i krotności δ_{i_p} , zapis $\omega(G) = (v_{i_1} v_{i_2})^2$, że ma dwie sprzężone grupy węzłów podobnych, zawierające po dwa węzły o wadze v_{i_1} oraz o wadze v_{i_2} , a zapis $\omega(G) = \emptyset$, że digraf G nie ma automorfizmu (rys. 3).



Rys. 3. Ilustracja sposobu opisu automorfizmu digrafów o ważonych węzłach

Oznaczmy:

$$\begin{aligned}\Omega^C(\alpha, v) &= \{\omega(G') : G' \in C(\alpha, v)\}; \\ C(\alpha, v, \omega') &= \{G' \in C(\alpha, v) : \omega(G') = \omega'\} \\ &(\omega' \in \Omega^C(\alpha, v)); \\ \Omega^B(k, v) &= \{\omega(G'') : G'' \in B(k, v)\}; \\ B(k, v, \omega'') &= \{G'' \in B(k, v) : \omega(G'') = \omega''\} \\ &(\omega'' \in \Omega^B(k, v)).\end{aligned}$$

Niech $D(\omega', \omega'', v)$ ($\omega' \in \Omega^C(\alpha, v)$, $\omega'' \in \Omega^B(k, v)$, $3 \leq \alpha \leq r \leq k, v \in \Phi^r$) oznacza zbiór niepodobnych struktur D rzędu $\alpha + k$, indukowanych przez wszystkie możliwe sklejania węzłów, o jednakowych wagach, digrafów G' ($G' \in C(\alpha, v)$) i G'' ($G'' \in B(k, v)$), które mają grupy węzłowe, odpowiednio, ω' i ω'' .

Jeżeli potrafimy wyznaczyć wartości $\|D(\omega', \omega'', v)\|$, $\|C(\alpha, v, \omega')\|$ oraz $\|B(k, v, \omega'')\|$, to liczebność zbioru struktur D rzędu m ($m \geq 7$), będziemy mogli określić z zależności

$$\|D(m)\| = \sum_{\alpha=3}^{m-3} \sum_{r=3}^{m-\alpha} \sum_{v \in \Phi^r} \|D(\alpha, m-\alpha, v)\|, \quad (2)$$

gdzie

$$\|D(\alpha, k, v)\| = \sum_{\omega' \in \Omega^C(\alpha, v)} \sum_{\omega'' \in \Omega^B(k, v)} \|D(\omega', \omega'', v)\| \cdot \|C(\alpha, v, \omega')\| \cdot \|B(k, v, \omega'')\|.$$

Zauważmy, że $\|D(4)\| = \|D(5)\| = 1$ oraz

$$\|D(6)\| = \sum_{v \in \Phi^3} \|D(3, 3, v)\| + 1, \quad (3)$$

bowiem $\Phi^2 = \{3, 2\}$ i $\|C(4, (3, 2))\| = 1$.

Jeżeli grupy węzłowe (digrafów G' i G'') można opisać za pomocą licznosci grup węzłów podobnych o określonej wadze, a tak można zrobić poza przypadkiem gdy $\omega(G'') = (22)^2$ ($\delta_i(G)$ - liczba węzłów podobnych o wadze i ($i \in \{1, 2, 3\}$) digrafu

G ($G \in \{G', G''\}$), $\delta(G) = (\delta_1(G), \delta_2(G), \delta_3(G))$), to

$$\|D(\delta(G'), \delta(G''), v)\| = \prod_{i=1}^3 \Theta_i(\delta_i(G'), \delta_i(G''), v) \quad (4)$$

gdzie

$$\begin{aligned}\Theta_i(\delta_i(G'), \delta_i(G''), v) &= \\ &= \sum_{s=\max\{0, \psi_i(\delta_i(G'), \delta_i(G''), \sigma_i(v))\}}^{\min\{\delta_i(G'), \delta_i(G'')\}} [\sigma_i(v) - \\ &- 2 \cdot \min\{\delta_i(G'), \delta_i(G'')\} - |\delta_i(G') - \delta_i(G'')| + s]!,\end{aligned}$$

bowiem sklejanie s węzłów podobnych (o wadze i) digrafów G' i G'' , powoduje sklejanie

$$\begin{aligned}\sigma_i(v) - 2 \cdot \min\{\delta_i(G'), \delta_i(G'')\} - \\ - |\delta_i(G') - \delta_i(G'')| + s\end{aligned}$$

niepodobnych węzłów o wadze i , przy czym

$$\begin{aligned}\psi_i(\delta_i(G'), \delta_i(G''), \sigma_i(v)) &= 2 \cdot \min\{\delta_i(G'), \delta_i(G'')\} \\ &+ |\delta_i(G') - \delta_i(G'')| - \sigma_i(v).\end{aligned}$$

Tak więc, z zależności (2)-(4), po uwzględnieniu, że

$$\begin{aligned}(\delta_2(G') < 4) &\Rightarrow \\ (\|D(\delta(G'), (22)^2, (3, 2, 2, 2, 2))\| &= 4!); \\ (\delta_2(G') = 4) &\Rightarrow \\ (\|D(\delta(G'), (22)^2, (3, 2, 2, 2, 2))\| &= 1)\end{aligned}$$

oraz korzystając z danych, przedstawionych w tablicach 1-6, uzyskujemy zależność (1).

3. METODA WYZNACZANIA WŁASNOŚCI STRUKTUR KLASY $C(\alpha, \nu)$

Struktura klasy $C(\alpha, \nu)$ jest grafem prostym (dwupodzielnym digrafem bez pętli) o ważonych ścieżkach (węzłach bez następników), których waga równa się stopniowi wejściowemu ścieżki.

Opiszemy prostą metodę (podatną do komputerowej realizacji) wyznaczania grup węzłowych $\omega (\omega \in \Omega^C(\alpha, \nu))$ i liczebności zbiorów $C(\alpha, \nu, \omega)$ ($\omega \in \Omega^C(\alpha, \nu), 3 \leq \alpha \leq \nu_1 + \dots + \nu_r$,

$3 \leq r \leq 5, \nu \in \Phi^r$) oraz wyznaczymy te wartości.

Oczywiście, jeżeli $r \leq 2$, to $\Omega^C(\alpha, \nu) = \{\emptyset\}$ i $\|C(\alpha, \nu, \omega)\| = 1$.

Zauważmy, że macierz binarna $M_{(\alpha \times r)}$,

w której $m_{i,1} + \dots + m_{i,r} = \lambda_i$ ($1 \leq i \leq \alpha$)

oraz $m_{1,j} + \dots + m_{\alpha,j} = \nu_j$ ($1 \leq j \leq r$),

gdzie $\lambda \in \{\lambda' \in \Lambda^\alpha(\nu_1 + \dots + \nu_r) : \lambda'_i \leq r\}$

($\Lambda^\alpha(\nu_1 + \dots + \nu_r)$ – zbiór α -dzielnych podziałów liczby naturalnej $\nu_1 + \dots + \nu_r$), jest macierzą przejść grafu prostego, należącego do takiego podzbioru zbioru $C(\alpha, \nu)$, w którym liczby następników poszczególnych źródeł grafu prostego, opisuje wektor $\lambda (\lambda = (\lambda_1, \dots, \lambda_\alpha))$.

Po zredukowaniu macierzy podobnych (w zbiorach macierzy wyznaczonych dla określonej wartości λ), określamy liczbę i wagę węzłów podobnych grafu, który odpowiada określonej macierzy, przy czym, liczba ta równa się liczbie jednakowych kolumn macierzy, a waga-sumie każdej z tych kolumn.

Wyznaczone w ten sposób, wartości $\Omega^C(\alpha, \nu)$ oraz $\|C(\alpha, \nu, \omega)\|$ podano w tablicach 1, 2 i 3.

Tablica 1. Wartości $\Omega^C(\alpha, \nu)$ i $\|C(\alpha, \nu, \omega)\|$ ($\nu \in \Phi^3$)

ν	α	3			4		5	
	ω	$\emptyset$	2^2	3^2	$\emptyset$	2^2	$\emptyset$	2^2
(3,3,1)				1	2		3	
(3,2,2)		1	1		4	1	3	1
(3,2,1)		2			4		2	

Tablica 2. Wartości $\Omega^C(\alpha, \nu)$ i $\|C(\alpha, \nu, \omega)\|$ ($\nu \in \Phi^4$)

ν	α		3					
	ω		$\emptyset$	1^2	2^2	2^3	3^2	$3^2 1^2$
(3,3,2,1)							3	
(3,3,1,1)							1	1
(3,2,2,2)					1	1		
(3,2,2,1)			2		2			
(3,2,1,1)			1	1				
ν	α		4					
	ω		$\emptyset$	1^2	2^2	2^3	3^2	$3^2 1^2$
(3,3,2,1)			7				4	
(3,3,1,1)			7	2			1	3
(3,2,2,2)			3		5	1		
(3,2,2,1)			8		2			
(3,2,1,1)			8	3				

Tablica 3. Wartości $\Omega^C(\alpha, \nu)$ i $\|C(\alpha, \nu, \omega)\|$ ($\nu \in \Phi^5$)

ν	α		3						
	ω		$\emptyset$	1^2	1^3	2^2	2^3	2^4	3^2
(3,3,3,1,1)									
(3,3,2,2,1)									2
(3,3,2,1,1)									2
(3,3,1,1,1)									1
(3,2,2,2,2)						2	1	1	
(3,2,2,2,1)						4	2		
(3,2,2,1,1)			2	2		2			
(3,2,1,1,1)			1	3	2				
ν	α		3						
	ω		3^3	$2^2 1^2$	$3^2 1^2$	$3^2 1^3$	$3^2 2^2$	$3^3 1^2$	
(3,3,3,1,1)			1					1	
(3,3,2,2,1)							2		
(3,3,2,1,1)					1				
(3,3,1,1,1)					1	1			
(3,2,2,2,2)									
(3,2,2,2,1)									
(3,2,2,1,1)				2					
(3,2,1,1,1)									

4. METODY WYZNACZANIA WŁASNOŚCI STRUKTUR KLASY $B(k, \nu)$

Rozpatrzmy niektóre metody wyznaczania grup węzłowych $\omega (\omega \in \Omega^B(k, \nu))$ i liczebności zbiorów $B(k, \nu, \omega)$ ($\Omega^B(k, \nu), \nu \in \Phi^r, 3 \leq r \leq k \leq 5$) oraz wyznaczymy te wartości.

Oczywiście, jeżeli $r \leq 2$, to $\Omega^B(k, \nu) = \{\emptyset\}$ i $\|B(k, \nu, \omega)\| = 1$.

Niech $M^*(\nu) (\nu \in \Phi^r)$ oznacza taką macierz wymiaru $(r \times r)$, że:

$$m_{i,i} = \nu_i \ (i \in \{1, \dots, r\}); \quad (i \neq j) \Rightarrow (m_{i,j} \in \{0, 1\});$$

$$m_{1,j} + \dots + m_{r,j} = 3 \ (j \in \{1, \dots, r\});$$

$$(m_{i,i} = 3) \Rightarrow (m_{i,1} + \dots + m_{i,r} > 3)$$

$$\text{oraz } (m_{i,j} = 1, i \neq j) \Rightarrow (m_{j,i} = 0).$$

Zauważmy, że macierz $M(v)$, utworzona z macierzy $M^*(v)$ przez podstawienie zer na jej głównej przekątnej, jest macierzą przejść digrafu, który należy do zbioru $B(r, v)$.

Tak więc, aby wyznaczyć $\Omega^B(k, v)$ i $\|B(k, v, \omega)\|$, należy wyznaczyć zbiór niepodobnych macierzy $M^*(v)$ i określić ich przekształcenia automorficzne.

Dla przykładu: $\Omega^B(4, (3, 3, 1, 1)) = \{\emptyset, 3^2 1^2\}$;
 $\|B(4, (3, 3, 1, 1), \emptyset)\| = \|B(4, (3, 3, 1, 1), 3^2 1^2)\| = 1$,
 bowiem zbiór niepodobnych macierzy $M^*((3, 3, 1, 1))$, zawiera dwie macierze (rys. 4), przy czym, macierz $M_1^*((3, 3, 1, 1))$ ma pusty zbiór przekształceń automorficznych oraz
 $M_2^*((3, 3, 1, 1))[(1, 2)(3)(4)] =$
 $= M_2^*((3, 3, 1, 1))[(1)(2)(3, 4)] = M_2^*((3, 3, 1, 1)).$

$$M_1^*((3, 3, 1, 1)) = \begin{bmatrix} 3 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 3 & 1 & 1 \\ 0 & 0 & 1 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$M_2^*((3, 3, 1, 1)) = \begin{bmatrix} 3 & 0 & 1 & 1 \\ 0 & 3 & 1 & 1 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

Rys. 4. Ilustracja sposobu wyznaczenia zbioru
 $\Omega^B(4, (3, 3, 1, 1)) = \{\emptyset, 3^2 1^2\}$

Pokażemy inne sposoby wyznaczania zbiorów $\Omega^B(k, v)$ i liczebności zbiorów $B(k, v, \omega)$ ($\omega \in \Omega^B(k, v)$).

Zauważmy, że jeżeli $v_2 = \dots = v_r = 2$, to zbiór $B(r, v)$ ($r \geq 2$) jest zbiorem takich dendrytów, w których źródło ma wagę równą trzy, natomiast pozostałe węzły-wagę równą dwa, a więc, w tym przypadku, liczebność zbioru $B(r, v)$ jest równa liczbie drzew z korzeniem rzędu r .
 Ponieważ szereg przeliczający drzewa z korzeniem, ma postać

$$x + x^2 + 2x^3 + 4x^4 + 9x^5 + \dots,$$

to łatwo jest wyznaczyć postać graficzną, takich drzew, do rzędu piątego, a z tej postaci (bezpośrednio)-zbiory $\Omega^B(k, v)$ i liczebności zbiorów $B(k, v, \omega)$ ($\omega \in \Omega^B(k, v)$).

Zauważmy, że digraf zbioru $B(r+1, (v_1, \dots, v_r, 1))$ możemy traktować jako nadgraf pewnego digrafu ze zbioru $B(r, (v_1, \dots, v_r))$, a więc, jeżeli digraf:

$$G(G \in B(r, v, \omega), \omega \neq \emptyset, v \in \Phi^r, r \geq 3)$$

ma p ($1 \leq p \leq \min\{3, \lfloor 2^{-1}(r-1) \rfloor\}$) podgrup węzłów podobnych o liczebnościach $\delta_1, \dots, \delta_p$, to indukuje (przez dodanie do niego, jednego węzła)

$$\Delta(r-1-\delta^*) \cdot \binom{r-\delta^*}{2} + p \cdot (r-\delta^*) + p + \Delta(p-1) \cdot \binom{p}{2}$$

niepodobnych digrafów zbioru $B(r+1, (v_1, \dots, v_r, 1))$, bowiem poprzednikami dodanego węzła, może być: para węzłów z poza grupy węzłów podobnych; para węzłów, której jednym z węzłów jest węzeł należący do określonej podgrupy węzłów podobnych, a drugim – węzeł z poza węzłów podobnych; jednorazowo wybrana para węzłów należących do tej samej podgrupy węzłów podobnych albo do różnych podgrup węzłów podobnych (gdzie: $\delta^* = \delta_1 + \dots + \delta_p$; ($a \leq 0$) $\Rightarrow$ ($\Delta(a) = 0$) i ($a > 0$) $\Rightarrow$ ($\Delta(a) = 1$)).

Tak więc, jeżeli $\|B(r, v, \omega)\| = 1$ ($\omega \neq \emptyset$), to

$$\|B(r+1, (v_1, \dots, v_r, 1))\| = \Delta(r-1-\delta^*(\omega)) \cdot \binom{r-\delta^*(\omega)}{2} + \sum_{\omega \in \Omega^B(r, v) \setminus \{\emptyset\}} (\Delta(r-1-\delta^*(\omega)) \cdot \binom{r-\delta^*(\omega)}{2} + p(\omega) \cdot (r+1-\delta^*(\omega)) + \Delta(p(\omega)-1) \cdot \binom{p(\omega)}{2})$$

Przykład 1.

Wiemy (tablica 5), że $\Omega^B(4, (3, 2, 1, 1)) = \{\emptyset, 1^2\}$

oraz $\|B(4, (3, 2, 1, 1), \emptyset)\| = 2$

i $\|B(4, (3, 2, 1, 1), 1^2)\| = 1$, a więc (z zależności (5)) otrzymujemy, że $\|B(5, (3, 2, 1, 1, 1))\| = 16$. Nie są to, dane wystarczające, bowiem konieczna jest znajomość zbioru $\Omega^B(5, (3, 2, 1, 1, 1))$ i wartości $\|B(5, (3, 2, 1, 1, 1), \omega)\|$ ($\omega \in \Omega^B(5, (3, 2, 1, 1, 1))$).

Zauważmy, że digraf $G'(G' \in B(r, v, \emptyset), v \in \Phi^r, r \geq 3)$ indukuje

$$\binom{r}{2} - \|\{e \in E(G') : (v(e) = 1) \wedge (\Gamma(e) = \emptyset)\}\| \quad (6)$$

niepodobnych digrafów zbioru $B(r+1, (v_1, \dots, v_r, 1), \emptyset)$ oraz

$$\| \{e \in E(G') : (\nu(e) = 1) \wedge (\Gamma(e) = \emptyset)\} \| \quad (6')$$

niepodobnych digrafów zbioru $B(r+1,$

$$(\nu_1, \dots, \nu_r, 1, 1^2),$$

bowiem dla każdego wężła $e' (e' \in \{e \in E(G') : (\nu(e) = 1) \wedge (\Gamma(e) = \emptyset)\})$,

istnieje w zbiorze digrafów indukowanych (przez digraf G'), dokładnie jeden digraf, w którym poprzedniki dodanego wężła (nadgrafu), są wspólne z poprzednikami (w digrafie G') wężła e' .

Dla $r \leq 4$, zależność (6) przyjmuje postać

$$\binom{r}{2} - \Delta(2 - \nu_r), \quad (6'')$$

bowiem $(\nu_r = 2) \Rightarrow (\| \{e \in E(G') : w(e) = 1\} \| = 0)$,

a $(\nu_r = 1) \Rightarrow (\| \{e \in E(G') : (w(e) = 1) \wedge (\Gamma(e) = \emptyset)\} \| = 1)$ gdyż, w przypadku, gdy $\sigma_1(\nu) = 2$, to albo $\| \{e \in E(G') : (w(e) = 1) \wedge (\Gamma(e) = \emptyset)\} \| = 1$, albo digraf G' nie ma pustej grupy węzłowej.

Postępując analogicznie, otrzymujemy, że digraf $G'' (G'' \in B(4, (3, 2, 1, 1), 1^2))$ indukuje dwa digrafy ze zbioru $B(5, (3, 2, 1, 1, 1), \emptyset)$ oraz po jednym digrafie, ze zbioru $B(5, (3, 2, 1, 1, 1), 1^2)$ oraz ze zbioru $B(5, (3, 2, 1, 1, 1), 1^3)$.

Sumując powyższe wyniki, z wynikami uzyskanymi w przykładzie 1, otrzymujemy zbiór $\Omega^B(5, (3, 2, 1, 1, 1))$ i wartości

$$\| B(5, (3, 2, 1, 1, 1), \omega) \| \quad (\omega \in \Omega^B(5, (3, 2, 1, 1, 1)))$$

(tablica 6).

Przy wyznaczaniu zbiorów $\Omega^B(r+1, (\nu_1, \dots, \nu_r, 1))$ i wartości $\| B(r+1, (\nu_1, \dots, \nu_r, 1), \omega) \|$ ($\omega \in \Omega^B(r+1, (\nu_1, \dots, \nu_r, 1))$), indukowanych przez digraf $G^* (G^* \in B(r, \nu, \emptyset))$, pomocna jest znajomość postaci graficznej lub macierzowej, digrafu G^* .

Digraf $G'(G' \in B(r+s, \nu), 3 \leq r \leq 4, 1 \leq s \leq 5-r, \nu \in \Phi^r)$ jest takim nadgrafem digrafu $G'' (G'' \in B(r, \nu))$, że $\| E(G') \| = \| E(G'') \| + s$, przy czym, węzły $E(G') \setminus E(G'')$ nie są węzłami ważonymi.

Zauważmy, że dla $s = 2$, możliwe są dwa przypadki-gdy poprzedniki obu węzłów zbioru $E(G') \setminus E(G'')$ są węzłami ważonymi oraz, gdy

jeden z węzłów, tego zbioru, ma dokładnie jeden poprzednik, który nie jest węzłem ważonym.

Tak więc, digraf zbioru $B(r, \nu, \emptyset)$ indukuje

$$\prod_{i=1}^s \binom{r}{4-i} + \Delta(s-1) \cdot \binom{r}{3}^2 \quad (7)$$

digrafów zbioru $B(r+s, \nu, \emptyset)$, a digraf zbioru $B(r, \nu, w^\delta) (w \in \{1, 2, 3\}, 2 \leq \delta \leq r-1)$ indukuje:

$$\Delta(r-\delta-1) \cdot \binom{r-\delta}{2} \text{ digrafów zbioru}$$

$$B(r+1, \nu, \emptyset);$$

$$\nabla(\delta-2) \cdot (r-\delta) + \nabla(\delta-3) \text{ digrafów zbioru}$$

$$B(r+1, \nu, w^2);$$

$$\nabla(\delta-3) \text{ digrafów zbioru } B(r+1, \nu, w^3)$$

oraz

$$1 \text{ digraf zbioru } B(r+2, \nu, \emptyset)$$

i

$$2 \text{ digrafy zbioru } B(r+2, \nu, w^2),$$

gdzie $(\nabla(b) = 1) \Leftrightarrow (b = 0)$.

Powyższe zależności, nie obejmują tylko przypadku wyznaczenia, niezbędnego z uwagi na cel niniejszej pracy, liczby i grupy węzłowej digrafów zbioru $B(5, (3, 3, 1, 1))$, indukowanych przez digraf zbioru $B(4, (3, 3, 1, 1), 3^2 1^2)$. Znając postać graficzną tego digrafu (rys. 3) i budując jego nadgrały (w zbiorze $B(5, (3, 3, 1, 1))$), łatwo stwierdzamy, że indukuje on po jednym digrafie o grupie węzłowej 3^2 oraz 1^2 .

Przykład 2.

Wiemy (tablica 5), że:

$$\Omega^B(4, (3, 2, 2, 2)) = \{\emptyset, 2^2, 2^3\};$$

$$\| B(4, (3, 2, 2, 2), \emptyset) \| = 2;$$

$$\| B(4, (3, 2, 2, 2), 2^2) \| = \| B(4, (3, 2, 2, 2), 2^3) \| = 1,$$

a ponieważ: digraf zbioru $B(4, (3, 2, 2, 2), \emptyset)$

indukuje 4 digrafy zbioru $B(5, (3, 2, 2, 2), \emptyset)$; digraf

zbioru $B(4, (3, 2, 2, 2), 2^2)$ indukuje 1 digraf zbioru

$B(5, (3, 2, 2, 2), \emptyset)$ i 2 digrafy zbioru

$B(5, (3, 2, 2, 2), 2^2)$ oraz digraf zbioru

$B(4, (3, 2, 2, 2), 2^3)$ indukuje po jednym digrafie

zbioru $B(5, (3, 2, 2, 2), 2^2)$ i zbioru

$B(5, (3, 2, 2, 2), 2^2)$, to $\| B(5, (3, 2, 2, 2), \emptyset) \| = 9$,

$$\| B(5, (3, 2, 2, 2), 2^2) \| = 3 \quad \text{oraz}$$

$$\| B(5, (3, 2, 2, 2), 2^3) \| = 1 \text{ (tablica 5).}$$

Wartości $\Omega^B(k, \nu)$ i $\| B(k, \nu, \omega) \|$ ($\nu \in \Phi^r, 3 \leq r \leq k \leq 5$), wyznaczone za pomocą powyższych metod, podano w tablicach 4, 5 i 6.

Tablica 4. Wartości $\Omega^B(k, \nu)$ i $\|B(k, \nu, \omega)\|$
($\nu \in \Phi^3$)

ν	k	3			4			5		
	ω	$\emptyset$	2^2	3^2	$\emptyset$	2^2	3^2	$\emptyset$	2^2	3^2
(3,3,1)				1			1	1		2
(3,2,2)	1	1			1	1		5	2	
(3,2,1)	1				1			4		

Tablica 5. Wartości $\Omega^B(k, \nu)$ i $\|B(k, \nu, \omega)\|$
($\nu \in \Phi^4$)

ν	k	4					
	ω	$\emptyset$	1^2	2^2	2^3	3^2	$3^2 1^2$
(3,3,2,1)	2					1	
(3,3,1,1)	1						1
(3,2,2,2)	2			1	1		
(3,2,2,1)	4			1			
(3,2,1,1)	2	1					

ν	k	5				
	ω	$\emptyset$	1^2	2^2	2^3	3^2
(3,3,2,1)	9					2
(3,3,1,1)	4	1				1
(3,2,2,2)	9			3	1	
(3,2,2,1)	17			2		
(3,2,1,1)	9	2				

Tablica 6. Wartości $\Omega^B(k, \nu)$ i $\|B(k, \nu, \omega)\|$
($\nu \in \Phi^5$)

ν	k	5						
	ω	$\emptyset$	1^2	1^3	2^2	2^3	2^4	3^2
(3,3,3,1,1)	1							1
(3,3,2,2,1)	13				1			1
(3,3,2,1,1)	13							3
(3,3,1,1,1)	5	2	1					
(3,2,2,2,2)	3				3	1	1	
(3,2,2,2,1)	14				4			
(3,2,2,1,1)	25	1			1			
(3,2,1,1,1)	12	3	1					

ν	k	5			
	ω	$(22)^2$	$2^2 1^2$	$3^2 1^2$	$3^2 2^2$
(3,3,3,1,1)					
(3,3,2,2,1)					1
(3,3,2,1,1)					
(3,3,1,1,1)				1	
(3,2,2,2,2)	1				
(3,2,2,2,1)					
(3,2,2,1,1)			1		
(3,2,1,1,1)					

5. PODSUMOWANIE

Znajomość, wyjaśnionych w artykule, własności acyklicznej części 3-optymalnej struktury opiniowania diagnostycznego oraz szeregu przeliczającego (nawet tylko do rzędu ósmego) taką strukturę (zależność 1), mogą być przydatne przy poszukiwaniu metod komputerowego projektowania 3-diagnozowalnych struktur opiniowania diagnostycznego, spełniających określone wymagania techniczne i ekonomiczne.

Wyznaczenie szeregu przeliczającego (rozpatrywanej struktury) tylko do rzędu ósmego, wynika stąd, że grupy węzłowe digrafów, których scalenie (rys. 2) indukuje rozpatrywane struktury, można wyrazić (poza jednym tylko przypadkiem) za pomocą niezależnych grup węzłów podobnych. Nie stanowi to jednak istotnego ograniczenia, w zastosowaniu zaproponowanej w artykule metody, do wyznaczenia współczynników szeregu przeliczającego, większych od rzędu ósmego.

Uzyskane wyniki mogą być również, przydatne w pracach z zakresu teorii grafów – szczególnie dotyczących komputerowych metod określania grup węzłowych digrafów, wykrywania digrafów izomorficznych oraz generowania digrafów określonej klasy.

LITERATURA

- [1] Barsi F., Grandoni F., Maestrini P.: *A Theory of Diagnosability of Digital Systems*, IEEE Trans. on Comput. 6, 1976, pp. 585-593.
- [2] Harary F., Palmer E.: *Graphical Enumeration*, New York and London, Academic Press, 1973.
- [3] Krawczyk H.: *Analiza i synteza samodiagnozowalnych systemów komputerowych*, Zeszyty Naukowe Politechniki Gdańskiej, Elektronika nr 64, Gdańsk, 1987.
- [4] Kulesza R.: *Podstawy diagnostyki sieci logicznych i komputerowych*, Instytut Automatyki i Robotyki, Wydział Cybernetyki Wojskowej Akademii Technicznej, Warszawa, 2000, ss. 222
- [5] Kulesza R.: *Struktury samodiagnozowalne w technice cyfrowej*, diag'2003: V Krajowa Konferencja „Diagnostyka Techniczna Urządzeń i Systemów”, 13-17 października 2003, Ustroń, s.165-173.
- [6] Kulesza R.: *Problemy przeliczania optymalnych struktur opiniowania diagnostycznego*, Biuletyn Instytutu Automatyki i Robotyki, Wojskowa Akademia Techniczna, Warszawa, 2004, nr20, s.3-21.
- [7] Preparata F. P., Metze G., Chien R.T.: On the Connection Assignment Problem of Diagnosable Systems, IEEE Trans. Comput. 6, 1967, pp. 848-854.



Roman KULESZA, urodzony w 1932r. Ukończył: WAT (1956-inż., 1960 mgr); 2-letnie Podyplomowe Studium w Instytucie Matematycznym PAN (1965). Uzyskał: stopień dr-a (1966-PWar.); dr-a hab. (1973-

WAT); tytuł profesora (2002-WAT). Pracował w: Wojskowym Instytucie Technicznym Uzbrojenia (1956-1959); Przemysłowym Instytucie Telekomunikacji (1964-1967); Instytucie Matematycznym PAN (1967-1969); Instytucie Maszyn Matematycznych (1971-1978); Międzynarodowym Centrum Rozwoju Techniki Komputerowej w Moskwie (1982-1988); Przemysłowym Instytucie Elektroniki (1989-1998); Wojskowej Akademii Technicznej (1967-1975 i od 1991 do chwili obecnej). Zajmuje się niezawodnością i diagnostyką urządzeń elektronicznych, komputerów oraz sieci komputerowych.

ZNACZENIE HARMONICZNYCH ŹŁÓBKOWYCH W DIAGNOSTYCE USZKODZEŃ KLATKI WIRNIKA SILNIKA INDUKCYJNEGO¹

Andrzej SOBOLEWSKI

Wydział Elektryczny, Politechnika Białostocka
ul. Wiejska 45D, 15-351 Białystok, tel. (085) 746 94 10, soboland@pb.edu.pl

Streszczenie

W artykule przedstawiono zagadnienia związane z diagnostyką uszkodzeń silnika indukcyjnego dokonywanej za pomocą metody MCSA (ang. Motor Current Signature Analysis). Wiele publikacji na ten temat wskazuje na pojawianie się tzw. częstotliwości poślizgowych wokół pierwszej, piątej i siódmej harmonicznej prądu stojana dla obciążeń powyżej połowy znamionowego [1]. Niedokładność oszacowania poślizgu ogranicza trafne wskazania tych częstotliwości. Wymagana jest więc możliwie wysoka precyzja szacunku wartości poślizgu, czego można dokonać za pomocą częstotliwości żłóbkowych. Częstotliwości poślizgowe, pojawiają się w widmie prądu również wokół częstotliwości żłóbkowych, co może dać podstawę do identyfikacji uszkodzeń silnika indukcyjnego za pomocą analizy harmoniczných żłóbkowych i poślizgowych.

Słowa kluczowe: MCSA, diagnostyka, detekcja uszkodzeń, silnik indukcyjny, częstotliwości żłóbkowe.

APPRECIATION OF THE SLOT HARMONIC IN A FAULT DETECTION OF INDUCTION MOTOR'S CAGE

Summary

In this paper selected problems of fault detection of an induction motor by the MCSA (Motor Current Signature Analysis) method are considered. Many of published papers point to slip frequencies that appears around the first, fifth and seventh harmonic in stator current spectrum for more than half of nominal load [1]. Insufficient accuracy of slip estimation may make the task of slip frequencies extraction very difficult. There is a need of as high as possible precision of slip estimation. Analysis of slot frequencies makes it possible. Slip frequencies in current spectrum also appear around slot frequencies. It gives a base for searching fault symptoms of induction motor by the analysis of amplitudes of slip and slot frequencies.

Keywords: MCSA, diagnostic, fault detection, induction motor, slot harmonics.

1. CHARAKTERYSTYKA USZKODZEŃ KLATEK WIRNIKÓW W SILNIKACH INDUKCYJNYCH

Silniki elektryczne są maszynami pracującymi w dwóch środowiskach związanych z siłami mechanicznymi i elektrycznymi, dlatego są narażone na uszkodzenia o charakterze zarówno elektrycznym jak i mechanicznym. Połączenie tych środowisk wynika z przekształcania energii elektrycznej na energię mechaniczną. Silniki są projektowane w taki sposób, aby to przekształcenie energii następowało w sposób stabilny, z minimalnym poziomem szumów i wibracji. Poziom taki zapewniany jest przez dokładność wykonania poszczególnych elementów silnika, stopień pasowania łożysk i obudowy oraz symetrycznie nawinięte uzwojenia

stojanów, jak również przez staranne wyważenie wałów silnika.

Gdy następuje uszkodzenie, harmonia pomiędzy siłami elektrycznymi i mechanicznymi zostaje zachwiana, prowadząc do dalszego pogłębiania się zakresu uszkodzenia maszyny. Dochodzi wówczas do asymetrii sił pochodzenia elektromagnetycznego, co w konsekwencji prowadzi do nierównomiernego naciągu magnetycznego, działającego na stojan i wirnik [2]. Taki nierównomierny rozkład sił przenosi się na łożyska, co w obciążonej maszynie w konsekwencji zwykle powoduje drgania, które sprzyjają rozwojowi procesu degradacji łożysk, w prostej linii prowadzącego do trwałego uszkodzenia maszyny.

¹ Badania przeprowadzono na stanowisku laboratoryjnym zbudowanym w Katedrze Automatyki i Elektroniki Wydziału Elektrycznego Politechniki Białostockiej w ramach pracy własnej W/WE/2/05.

1.2 Charakterystyka uszkodzeń klatek wirników w silnikach indukcyjnych

Awarie wirnika powodują nierównomierności rozkładu sił napędowych wału silnika, i są wynikiem asymetrii obwodu elektrycznego wirnika najczęściej powodowanej przez uszkodzenia uzwojeń wirników (pęknięcia pierścieni bądź prętów klatek w silnikach klatkowych). Najgroźniejszym uszkodzeniem klatki jest uszkodzenie segmentu pierścienia czołowego, powoduje bowiem bardzo nierównomierny rozpliw prądów klatki, co przyspiesza dalsze uszkodzenia. Ponadto możliwe jest odchylenie się fragmentu pierścienia pod wpływem siły odśrodkowej wirującego wirnika i uszkodzenia czoła uzwojeń stojana [3].

Powstanie uszkodzenia klatki wirnika jest często następstwem dużych naprężeń wywołanych zjawiskami elektromagnetycznymi podczas rozruchu maszyny. Płyną wtedy duże prądy rozruchowe powodujące odkształcenia termiczne prętów. Zjawiska takie można zaobserwować zwłaszcza w silnikach dużej mocy z trudnym rozruchem, wyposażonych w klatki głębokożłbkowe, bądź w silnikach z wirnikami wieloklatkowymi. Naprężenia mechaniczne prętów powodują zmęczeniowe naderwanie, pęknięcia prętów, bądź nawet zerwanie spawu łączącego pierścień i pręty, co jest powodem wprowadzenia asymetrii w rozkładzie prądów płynących przez klatkę wirnika, a w konsekwencji przez uzwojenia stojana.

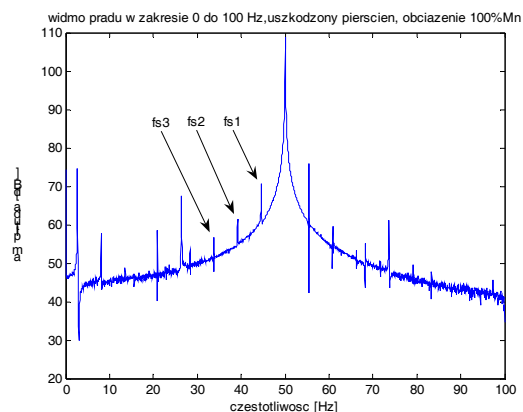
2 DETEKCJA USZKODZEŃ KLATEK SILNIKÓW INDUKCYJNYCH

Asymetria rozpliwu prądów w uzwojeniach stojana silnika indukcyjnego powoduje pojawienie się cech charakterystycznych w widmach prądu fazowego stojana. Cechy te traktowane jako nośniki informacji diagnostycznej są wykorzystywane do opracowywania metod wykrywających uszkodzenie i klasyfikujących ich rodzaj, co umożliwia podjęcie decyzji diagnostycznych. Ekstrakcja tych cech stanowi kluczowe zadanie detekcji uszkodzeń w silnikach z wykorzystaniem widma prądu. Zadanie to można zrealizować wykorzystując harmoniczne żłbkowe, za pomocą których można dokonać estymacji poślizgu, którego znajomość umożliwia detekcję symptomów uszkodzeń.

2.1 Ocena stanu technicznego silnika na podstawie widma prądu stojana

Najczęściej stosowane metody diagnostyczne wirnika w czasie pracy ustalonej pod stałym obciążeniem wykorzystują analizę widmową prądu stojana MCSA (ang. Motor Current Signature Analysis). Metoda ta znalazła uznanie wśród badaczy przede wszystkim z powodu swojej uniwersalności i łatwości zastosowania.

Na rys. 1 widoczne są rozwarstwione harmoniczne poślizgowe silnika indukcyjnego z uszkodzonym pierścieniem klatki.



Rys. 1. Częstotliwości poślizgowe $fs1$, $fs2$ i $fs3$ w widmie prądu silnika z uszkodzonym pierścieniem

Poznano też już dobrze wpływ uszkodzeń wirnika na widmo prądu stojana [4]. Tego typu uszkodzenia odzwierciedlają się w amplitudach prążków dla częstotliwości w sąsiedztwie pierwszej harmonicznej f_0 (częstotliwości zasilania), których rozkład zależy od poślizgu s , dlatego nazwano je poślizgowymi. Częstotliwości poślizgowe mają tendencję do rozwarstwiania się, czyli do powstawania kolejnych częstotliwości poślizgowych wokół pierwszej harmonicznej, co dało początek nazewnictwu ich jako pierwsza, druga, i trzecia częstotliwość poślizgowa. Zjawisko to zostało opisane w pracy [6], gdzie autorzy sformułowali zależność do wyznaczania częstotliwości poślizgowych.

$$f_{sk} = (1 \pm 2ks)f_0 \quad (1)$$

gdzie: f_{sk} - częstotliwość poślizgowa
 f_0 - częstotliwość prądu zasilającego
 s - poślizg
 $k = 1, 2, \dots, kn$

Autorzy [5] wykazują, że obserwacja częstotliwości poślizgowych może być prowadzona nie tylko wokół pierwszej harmonicznej prądu fazowego stojana silnika, ale również wokół nieparzystych jej wielokrotności.

$$f_s = f_0 \left[\frac{k}{p} (1-s) \pm s \right] \quad (2)$$

gdzie: p - liczba par biegunów
 $k = 1, 2, 3, \dots$

Autorzy zauważają jednak, że tylko te częstotliwości, dla których $k/p = 1, 5, 7, 11, 13, \dots$ pojawiają się w widmie prądu ze znaczącymi wartościami amplitud, które mogą być nośnikami informacji diagnostycznej.

2.2. Estymacja poślizgu

Wyznaczenie częstotliwości poślizgowych jest uzależnione od znajomości poślizgu s , ten zaś zgodnie z formułą (3) jest zależny od prędkości synchronicznej n_s i obrotowej n_n .

$$s = \frac{n_s - n_n}{n_s} \quad (3)$$

$$n_s = \frac{120 f_0}{P} \quad (4)$$

gdzie: n_s - prędkość synchroniczna.

Częstotliwości poślizgowe mogą być wyznaczone pośrednio przez pomiar prędkości obrotowej silnika, jednak zbyt duży błąd pomiarowy nie pozwala wyznaczyć poślizgu na tyle precyzyjnie, aby móc wyznaczyć częstotliwości poślizgowe z zadowalającą dokładnością. Ponadto metoda ta wymaga czujnika prędkości, co ogranicza często stosowanie tej metody do silników wyposażonych w takie czujniki. Alternatywą do pomiarów pośrednich prędkości obrotowej i na jej podstawie wyznaczania poślizgu jest estymacja poślizgu metodą analizy widma prądu, wykorzystująca harmoniczne żłbkowe. Harmoniczne te powstają na skutek zjawiska modulacji reluktancji (rezystancji magnetycznej) na powierzchni wirnika wywołwanego przez jego żłbki. Powstają wówczas zmiany w strumieniu pola magnetycznego szczeliny powietrznej między wirnikiem a stojanem. To powoduje indukcję harmonicznych prądu w uzwojeniach stojana o częstotliwościach zależnych od prędkości obrotowej wirnika. W [8] autorzy wskazują formułę pozwalającą na wyznaczenie częstotliwości żłbkowych, która ma postać:

$$f_z = f_0 + 50 \frac{h \cdot NR \cdot (1 - s)}{p} \quad (5)$$

gdzie: f_0 - 50 [Hz]
 NR - liczba żłbków wirnika
 $h = 1,2$ (poziom pasma występowania częstotliwości f_z)

Amplitudy harmonicznych żłbkowych mają stosunkowo duże wartości, co pozwala wskazać je za pomocą analizy numerycznej widma i odnaleźć odpowiadające im częstotliwości żłbkowe, których znajomość zgodnie z (5) pozwoli estymować wartość poślizgu.

3. WERYFIKACJA METODY ANALIZY WIDMOWEJ PRĄDU FAZOWEGO STOJANA NA STANOWISKU BADAWCZYM

Pomiary prądów i ich analiza została przeprowadzona na stanowisku badawczym, którego elementami są:

- Silniki firmy Tamel 2,2kW 1497obr/min;
- Hamownica magnetyczno-cierna;
- Rejestrator Hioki 8855 z osprzętem;
- Komputer PC.

Zasilając silnik indukcyjny z sieci energetycznej 50 [Hz] można dokonać pomiarów prądu fazowego silnika za pomocą prądowych cęgów pomiarowych. Zarejestrowane prądy stojana w stanie ustalonym pracy badanego silnika w czasie 22 [s] z okresem próbkowania 10 [kHz] pozwalają na wyodrębnienie cech sygnałów o wartości diagnostycznej z widma mierzonego prądu. Dobór okresu próbkowania jest kompromisem pomiędzy wymaganiami dokładności widma prądu związanego z rozdzielczością widma, a ilością danych do analizy numerycznej. Czas i częstotliwość próbkowania podczas pomiaru pozwala dokonać analizy widmowej w zakresie do 5 [kHz] z rozdzielczością 0.05 [Hz]. Doświadczenia zostały przeprowadzane na silnikach indukcyjnych małej mocy, których wirniki zostały uszkodzone. W dalszej kolejności dokonano grupowania silników sprawnych i z uszkodzonymi wirnikami w cztery grupy, zgodnie z typem uszkodzenia. Zestawienie grup silników i ich nazw znajduje się w tabeli 1.

Tabela 1. Zestaw grup silników badanych na stanowisku badawczym

grupy silników	nazwa grupy	nazwy silników
sprawne	s	s_1 s_2 s_3 s_4 s_5 s_6
uszkodzony 1 pręt	1p	1p_1 1p_2 1p_3
uszkodzone 2pręty	2p	2p_1 2p_2 2p_3
uszkodzony pierścień	p	p_1 p_2

Badania silników przeprowadzone były w różnych warunkach obciążenia i temperatury uzwojeń. Obciążenie było zmieniane w granicach od 56% do 113% znamionowego momentu obciążenia M_n , co odpowiada napięciom wzbudzenia hamownicy magnetyczno-ciernej w granicach od 0V

do 18V (przy ok. 16V występuje znamionowy moment obciążenia silników badanego typu).

Zebrane i skatalogowane przebiegi prądowe, poddano następnie transformacji Fouriera (FFT), dzięki czemu możliwe było utworzenie kolejnej bazy danych zawierającej informację o zawartości harmonicznych w dziedzinie częstotliwości. Ta baza stanowi podstawę wyboru elementów wektora cech, niosącego informację o rodzaju uszkodzenia danego silnika. Jako cechy (symptomy uszkodzeń) silników brane były pod uwagę prądkę, których częstotliwości, zgodnie ze wzorem (1), dla ułatwienia notacji oznaczono jako:

cn – trzecia częstotliwość poślizgowa (1-6s);
bn – druga częstotliwość poślizgowa (1-4s);
an – pierwsza częstotliwość poślizgowa (1-2s);
i ich relacje: an-bn, an-cn, bn-cn, an/bn, an/cn, bn/cn

f – amplituda prądkę dla częstotliwości harmonicznej;

ap – pierwsza częstotliwość poślizgowa (1+2s);
bp – druga częstotliwość poślizgowa (1+4s);
cp – trzecia częstotliwość poślizgowa (1+6s);
i ich relacje: ap-bp, ap-cp, bp-cp, ap/bp, ap/cp, bp/cp.

Uwzględniono również informację o wartości obciążenia dla każdego z badanych silników i zmierzonej prędkości obrotowej za pomocą prądnicy tachometrycznej. Silniki tego samego typu uszkodzenia tworzą grupy, których nazwy zamieszcza Tabela 1.

3.1. Wyznaczanie poślizgu na stanowisku laboratoryjnym

Na stanowisku laboratoryjnym dokonano pomiaru prędkości i prądów silnika, które poddano analizie częstotliwościowej za pomocą rejestratora Hioki. Dokonano również weryfikacji dokładności wskazań częstotliwości poślizgowych otrzymanych drogą pomiaru prędkości wykorzystując wzory (1) do (4). Tabela 2 przedstawia wyniki pomiaru prędkości obrotowej i wyznaczonych poślizgów dla przykładowego silnika indukcyjnego z uszkodzonym pierścieniem, obciążonego w zakresie od 56% do 113% znamionowego momentu obciążenia.

Przeprowadzono również estymację programową poślizgu, analizując występowanie częstotliwości żłbkowej i stosując formułę (5). Dokonano weryfikacji dokładności stosowanego podejścia a wyniki zamieszczono w tabeli 3.

Wyniki eksperymentów potwierdzają słuszność założeń zwiększonej dokładności estymacji poślizgu z pomocą częstotliwości żłbkowych w porównaniu do jego wyznaczenia na podstawie pomiaru prędkości. Umożliwia to wskazanie poszukiwanych harmonicznych poślizgowych z większą dokładnością i analizę ich amplitud.

Tabela 2. Zestawienie pomiaru prędkości i wyliczeń użytych do wyznaczenia poślizgu silnika indukcyjnego z uszkodzonym pierścieniem

pomiar z prądnicy tachometrycznej	obciążenie	wyznaczony poślizg	wyznaczona częst. poślizgowa	rzeczywista częst. poślizgowa
[V]	[Nm]	-	[Hz]	[Hz]
4.295	1.13Mn	0.0550	44.4994	44.15
4.300	1.06Mn	0.0539	44.6095	44.20
4.315	Mn	0.0506	44.9395	44.30
4.325	0.94Mn	0.0484	45.1595	44.50
4.330	0.88Mn	0.0473	45.2695	44.75
4.345	0.81Mn	0.0440	45.5996	45.05
4.360	0.75Mn	0.0407	45.9296	45.45
4.375	0.69Mn	0.0374	46.2596	45.75
4.395	0.63Mn	0.0330	46.6997	46.15
4.415	0.56Mn	0.0286	47.1397	46.60

Tabela 3. Wyniki estymacji poślizgu i częstotliwości poślizgowych za pomocą częstotliwości żłbkowych

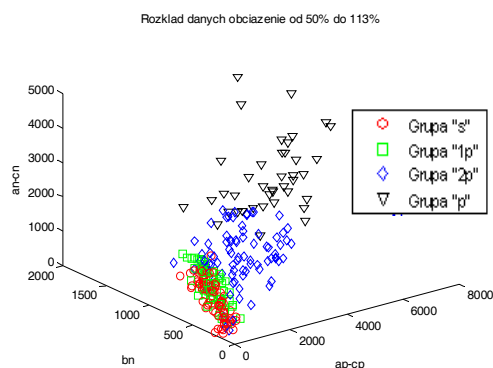
częstotliwość żłbkowa	obciążenie	estymowany poślizg	wyznaczona częst. poślizgowa	rzeczywista częst. poślizgowa
[V]	[Nm]	-	[Hz]	[Hz]
708.95	1.13Mn	0.0586	44.1357	44.15
709.55	1.06Mn	0.0578	44.2214	44.20
710.30	Mn	0.0567	44.3286	44.30
711.70	0.94Mn	0.0547	44.5286	44.50
713.35	0.88Mn	0.0524	44.7643	44.75
715.55	0.81Mn	0.0492	45.0786	45.05
718.20	0.75Mn	0.0454	45.4571	45.45
720.25	0.69Mn	0.0425	45.7500	45.75
723.15	0.63Mn	0.0384	46.1643	46.15
726.35	0.56Mn	0.0338	46.6214	46.60

3.2. Ekstrakcja cech występujących w sąsiedztwie pierwszej harmonicznej

Spośród 19 cech wyodrębnionych z widma prądu z sąsiedztwa pierwszej harmonicznej, podjęto próbę wskazania trzech, dających najlepsze wyniki klasyfikacji uszkodzeń. Cechy te tworzyły wektor cech, którego elementy wyznaczono za pomocą badania rozdzielności grup silników na płaszczyźnie parametrów (wielkości cech) metodą k-średnich dla wszystkich kombinacji trójelementowych zestawów cech. Wyznaczone dla każdej kombinacji wektora cech wartości błędów klasyfikacji stanowią wskaźnik optymalnego wyboru cech z rozważanego zakresu. Okazało się, że dla widma badanego wokół pierwszej harmonicznej najlepszym pod kątem błędu klasyfikacji okazały się parametry (an-cn), (bn), (ap-cp). Rys. 2 przedstawia rozkład wartości parametrów dla wszystkich badanych grup silników.

Tabela 4 przedstawia procentowy i ilościowy udział rozpoznawanych prawidłowo grup silników spośród wszystkich prezentowanych. Taki wybór cech pozwala przeprowadzić klasyfikację badanych silników metodą k-średnich z błędem całkowitym nie większym niż 25% wszystkich badanych przypadków.

Przykładowo 95% wszystkich badanych silników z grupy „p” rozpoznano poprawnie. Podczas gdy błędne diagnozy klasyfikujące tę grupę do silników z dwoma uszkodzonymi prętami (grupa „2p”) sięgnęły 5% przypadków.



Rys. 2. Rozkład wartości cech (an-cn), (bn), (ap-cp) wokół pierwszej harmonicznej

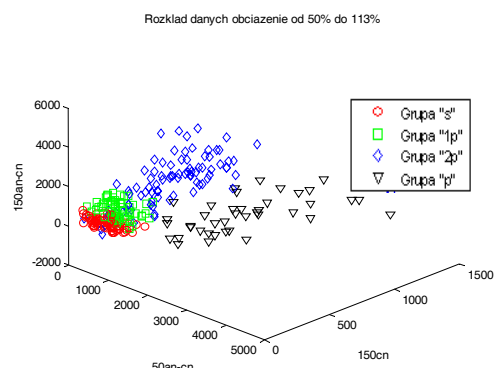
Tabela 4. Wyniki klasyfikacji poszczególnych grup badanych silników dla widma wokół pierwszej harmonicznej

od 0.5 Mn	262.00	kl1	kl2	kl3	kl4	suma
Grupa "s"	liczba	56.00	18.00	2.00	0.00	76.00
	%	73.68	23.68	2.63	0.00	
Grupa "1p"	liczba	20.00	41.00	1.00	0.00	62.00
	%	32.26	66.13	1.61	0.00	
Grupa "2p"	liczba	3.00	13.00	63.00	5.00	84.00
	%	3.57	15.48	75.00	5.95	
Grupa "p"	liczba	0.00	0.00	2.00	38.00	40.00
	%	0.00	0.00	5.00	95.00	

3.3. Ekstrakcja cech z zakresu od 25Hz do 500Hz

Zważywszy na występowanie częstotliwości poślizgowych nie tylko w okolicach pierwszej harmonicznej, podjęto próby ekstrakcji cech analizując harmoniczne poślizgowe wokół nieparzystych harmonicznych w zakresie od 25 Hz do 500Hz.

Najlepszy wynik klasyfikacji, jaki udało się uzyskać na trójelementowych wektorach cech metodą k-średnich wykazywał około 6.5%-owy zbiór przypadków cech silników błędnie zakwalifikowanych. Elementami tego wektora były cechy z okolic trzeciej harmonicznej 150(an-cn), 150(cn), oraz z okolic pierwszej harmonicznej 50(an-cn). Rys. 3 przedstawia rozkład parametrów wektora, a Tabela 5 macierz omyłek klasyfikacji dla tego zestawu cech. Rozszerzenie zakresu wyboru cech zdecydowanie wpływa na poprawę jakości klasyfikacji, pozwala również na wskazanie tych cech, które niosą z sobą najwięcej informacji diagnostycznej.



Rys. 3. Rozkład wartości cech (50an-cn), (150an-cn), (150cn), wybranych z zakresu od 25 [Hz] do 500 [Hz]

Tabela 5. Wyniki klasyfikacji poszczególnych grup badanych silników dla widma w zakresie 25[Hz] do 500[Hz]

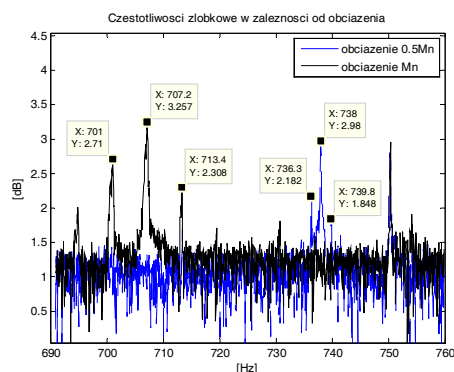
od 0.5 Mn	262.00	kl1	kl2	kl3	kl4	suma
Grupa "s"	liczba	71.00	4.00	1.00	0.00	76.00
	%	93.42	5.26	1.32	0.00	
Grupa "1p"	liczba	3.00	59.00	0.00	0.00	62.00
	%	4.84	95.16	0.00	0.00	
Grupa "2p"	liczba	3.00	3.00	78.00	0.00	84.00
	%	3.57	3.57	92.86	0.00	
Grupa "p"	liczba	1.00	1.00	1.00	37.00	40.00
	%	2.50	2.50	2.50	92.50	

3.4. Ekstrakcja cech wokół częstotliwości żłbkowych

Częstotliwości żłbkowe wykorzystywane do estymacji poślizgu, charakteryzują się również sąsiedztwem częstotliwości poślizgowych. Pojawiają się one tutaj podobnie jak w okolicach nieparzystych harmonicznych. Oba rodzaje częstotliwości zależne są od poślizgu. Podstawiając za f_z wyrażenie po prawej stronie równania (5) a za f_s wyrażenie po prawej stronie równania (1) można znaleźć relacje między obiema częstotliwościami:

$$f_z = f_s \frac{NR}{4} \quad (6)$$

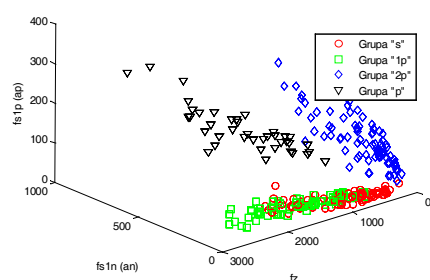
W przypadku badanych silników liczba żłbków NR wynosi 28, co oznacza, że odległość częstotliwości żłbkowej f_z od 750 Hz jest siedmiokrotnie większą niż odległość częstotliwości poślizgowej f_s od częstotliwości żłbkowej f_z . Rys. 4 przedstawia porównanie fragmentów widm prądu silnika z uszkodzonym pierścieniem dla dwóch wartości obciążenia: połowy znamionowej i wartości znamionowej.



Rys. 4. Częstotliwości żłbkowe f_z (x:707.2 oraz x:738) i poślizgowe wokół nich ((an)x:701, (ap)x:713.4 oraz (an)x:736.3, (ap)x:739.8) w zależności od obciążenia

Analiza poziomu amplitud harmonicznych żłbkowych i poślizgowych niesie z sobą również informacje diagnostyczne. Rys. 5 przedstawia rozkład cech, którymi są harmoniczne żłbkowe f_z , harmoniczne poślizgowe (an) oraz (ap) wokół częstotliwości żłbkowej f_z czterech grup silników, badanych pod obciążeniem od 50% do 113% wartości znamionowego momentu obciążenia. Analizując rozkład cech można stwierdzić, że harmoniczne żłbkowe analizowane w odniesieniu do harmonicznych poślizgowych można uzyskać informacje o stanie technicznym wirnika badanego silnika w stopniu wyższym niż to jest możliwe analizując harmoniczne poślizgowe w odniesieniu do pierwszej harmonicznej. Analiza harmonicznych żłbkowych pozwala bowiem niemal jednoznacznie wskazać silniki z uszkodzonymi wirnikami, należącymi do grup z uszkodzonymi pierścieniami „p” i uszkodzonymi dwoma prętami „2p”.

rozkład danych, obciążenie od 50% do 113%



Rys. 5. Rozkład wartości amplitud częstotliwości żłbkowych i poślizgowych w ich sąsiedztwie

4. PODSUMOWANIE

Wyniki badań silników z czterema rodzajami uszkodzeń wirników wskazują na możliwość wykorzystania częstotliwości żłbkowych do celów estymacji poślizgu. Analiza amplitud tych harmonicznych w połączeniu z analizą amplitud częstotliwości poślizgowych, jakie występują w ich sąsiedztwie, ma również wartość diagnostyczną przyczyniającą się do zwiększenia trafności decyzji diagnostycznych. Można, bowiem za jej pomocą

wskazać silniki wykazujące cechy uszkodzeń określonych typów.

LITERATURA

- [1] Kliman G. B., Stein J.: *Induction motor fault detection via passive current monitoring*. International Conference In Electrical Machines, Cambridge, MA, pp.13-17, August 1990.
- [2] Glinka T., Jakubiec M., Lechowicz K., Brandt M., Szczerba J.: *Badanie sił naciągu magnetycznego w silnikach indukcyjnych*. ZN AGH nr 1190, „Elektrotechnika” nr 12/88. str. 229-244.
- [3] Gogolewski J., Paszek W., Gabryś W., Kubek J.: *Uszkodzenia maszyn elektrycznych*. WNT, Warszawa 1967.
- [4] Kliman G. B., Stein J.: *Methods of motor current signature analysis*. Electric Machines and Power Systems, pp.463-474, 1992, vol. 20, no 5, pp. 463-474 (22 ref.).
- [5] Kliman G. B., Koegel R. A., Stein J., Endicott R.D., Madden M. W.: *Noninvasive detection of broken rotor bars in operating induction motors*. IEEE Trans. Energy Conv. Vol. EC-3, no.4, pp.873-879, Dec. 1988.
- [6] Filipetti F. et al.: *AI techniques in induction machines diagnosis including the speed rifle effect*. IEEE Industry Applications Society Annu. Meet. Conf., San Diego, CA, Oct. 6-10, 1996, pp. 655-662.
- [7] Riley C. M., Lin B. K., Habetler T. G., Kliman G. B.: *Stator current harmonics and their casual vibrations: a preliminary investigation of sensorless vibration monitoring applications*. IEEE Trans. of Industry Applications. Vol. 35. no.1 Jan-Feb. 1999.



Andrzej SOBOLEWSKI

od 1998 r. jest asystentem w Katedrze Automatyki i Elektroniki Wydziału Elektrycznego Politechniki Białostockiej. W obrębie jego zainteresowań znajdują się zagadnienia związane z diagnostyką procesów

przemysłowych, automatyzacją procesów oraz sztuczna inteligencja. W ostatnich latach swoje prace badawcze skupia na zastosowaniu sieci neuronowych w problemach diagnostyki i monitoringu silników indukcyjnych.

BADANIA SYMULACYJNE PROCESÓW GAZODYNAMICZNYCH W SILNIKU OKRĘTOWYM Z TURBODOŁADOWANIEM

Zbigniew KORCZEWSKI, Marcin ZACHAREWICZ

Akademia Marynarki Wojennej, Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Okrętów
ul. inż. Jana Śmidowicza 69, 81-103 Gdynia, M.Zacharewicz@amw.gdynia.pl

Streszczenie

W artykule przedstawiono możliwości modelowania procesów gazodynamicznych w kanałach spalin wylotowych dla potrzeb diagnozowania okrętowych tłokowych silników spalinowych. Opisano metodykę budowania modelu matematycznego oraz schemat realizacji badań. Opracowano model fizyczny procesów gazodynamicznych zachodzących w kanale łączącym silnik z turbiną turbosprężarki i przedstawiono ogólny opis modelu matematycznego. W dalszej części znajdują się reprezentatywne wyniki badań symulacyjnych zrealizowanych na bazie opracowanego modelu matematycznego. Umożliwiają one wyznaczenie zbioru relacji diagnostycznych defekt-symptom, przechowywanych w komputerowej bazie danych.

Słowa kluczowe: diagnostyka, silniki tłokowe, turbodoładowanie, modelowanie.

THE APPLICATION OF THE MATHEMATIC MODEL OF MARINE ENGINE EXHAUST PIPE FOR SIMULATE TESTING OF A GAS DYNAMICZAL PROCESS

Summary

There have been presented some possibilities concerning gasdynamical process as an object of mathematical modeling in the paper. The main aim of modeling is to create simulation model enabling the user to evaluate technical shape of a main diesel engine in operation. In order to achieve assumed purposes there have been elaborated a physical model of the considered gasdynamical process, the adequate mathematical model and its solution as time courses of the total pressure and temperature assigned in the control sections within the channel connecting cylinders and turbocharger.

Keywords: diagnostics, marine engine, turbocharging, modeling.

WYKAZ WAŻNIEJSZYCH OZNACZEŃ

PARAMETRY

- i - entalpia właściwa,
- m - masa,
- M - moment obrotowy,
- $\bullet$
- $\dot{m}$ - masowe natężenie przepływu,
- p - ciśnienie,
- T - temperatura,
- u - energia właściwa,
- v - prędkość liniowa,
- x - współrzędna przekroju kontrolnego,
- ω - prędkość kątowna,

SKRÓTY I INDEKSY

- CH - chłodnica,
- S - sprężarka,
- T - turbina,
- 1,2,3 - dotyczy numeru cylindra,
- k - dotyczy przekrojów kontrolnych-pomiarowych,
- s - dotyczy spalin,
- T - dotyczy turbiny,

- * - dotyczy parametrów spiętrzenia,
- 1-1,1-2,1-3 - dotyczy przekrojów kontrolnych spalin odpowiednio: na wyjściu z 1,2 i 3 kanału zasilającego.

1. WPROWADZENIE

Zagadnienie oceny stanu technicznego oraz prognozowania czasu poprawnego funkcjonowania silników okrętowych jest procesem złożonym, szczególnie gdy urządzenia te są oddalone od podstawowej bazy naprawczej.

Tematem podejmowanym w niniejszym artykule jest diagnozowanie okrętowych tłokowych silników spalinowych (OTSS) na podstawie badań symulacyjnych przebiegu procesów gazodynamicznych w układzie spalin wylotowych.

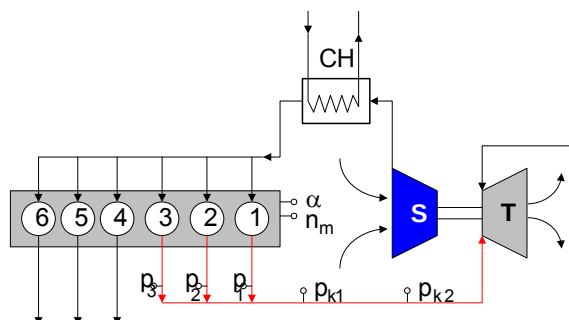
W założeniach budowanego systemu podstawą do wnioskowania diagnostycznego będą wyniki jednoczesnego pomiaru i rejestracji ciśnień w charakterystycznych przekrojach kontrolnych kanału spalin wylotowych okrętowego tłokowego silnika spalinowego (kanał łączący silnik z turbiną

oraz na ocenę jego adekwatności. Model ten umożliwi realizację eksperymentów symulacyjnych stanów niezdatności w układach: cylinder – tłok, turbodoładowania, paliwowym oraz rozrządu, dając w rezultacie możliwość stworzenia bazy danych uszkodzenie-symptom, na podstawie której możliwa będzie diagnostyka OTSS nie wyposażonych w zawory indykatorowe [1, 2, 4].

3. OBIEKT BADAŃ

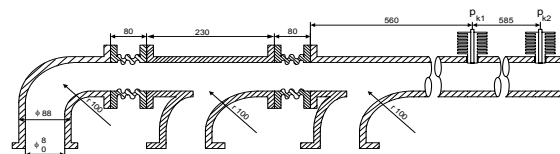
Przedmiotem modelowania są procesy gazodynamiczne mające miejsce w kanale spalin wylotowych okrętowego tłokowego silnika spalinowego z turbodoładowaniem. Obiektem rzeczywistym, który pozwoli na weryfikację opracowanego modelu matematycznego będzie silnik okrętowy SULZER typu 6AL 20/24 zainstalowany na stanowisku laboratoryjnym IKiEO AMW. Jest on średnioobrotowym, 6 cylindrowym, czterosuwowym silnikiem okrętowym z turbodoładowaniem.

W skład modelowanego układu silnik - turbosprężarka wchodzi następujące podzespoły: zespół wirnikowy turbosprężarki z turbiną T i sprężarką S, kanały przepływowe spalin i powietrza, chłodnica powietrza doładowującego CH. Schemat układu przepływowego silnika z zaznaczonymi miejscami pomiarów obserwowanych symptomów przedstawia rys. 2.



Rys. 2. Schemat układu przepływowego silnika z zaznaczonymi miejscami pomiarów obserwowanych parametrów

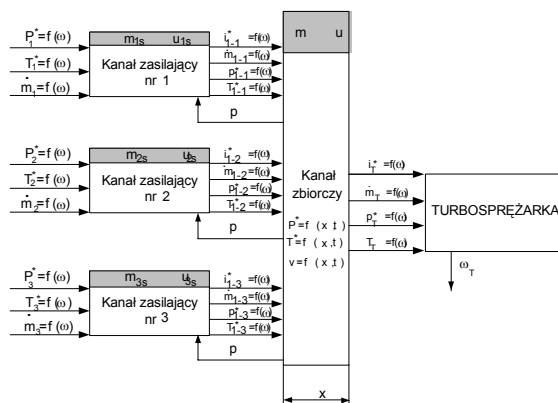
W zaprezentowanym układzie cylindry nr 1, 2 i 3 wtłaczają spaliny do jednego kanału wylotowego (zbiorczego), natomiast cylindry nr 4, 5 i 6 zasilają drugi kanał zbiorczy. Oba kanały spalin wylotowych zasilają turbinę turbosprężarki. Ponadto na schemacie przedstawiono jednokanałowy układ zasilania silnika powietrzem. Zarówno w kanale powietrza doładowującego jak i spalin wylotowych przepływ ma charakter pulsacyjny. Na rys. 2 zaznaczono dodatkowo przekroje kontrolne p_{k1} oraz p_{k2} , w których zainstalowane są czujniki ciśnienia. Przekrój poprzeczny kanału spalin wylotowych silnika przedstawia rys. 3.



Rys. 3. Przekrój poprzeczny kanału spalin wylotowych silnika.

4. MODEL FIZYKALNY

Opracowanie modelu matematycznego [4, 14] (zgodnie ze schematem realizacji badań procesów gazodynamicznych przedstawionym na rys. 1) poprzedzone zostało zdefiniowaniem modelu fizycznego [14], stanowiącego teoretyczne ujęcie procesów realizowanych w obiekcie rzeczywistym. Opracowany model fizyczny procesów gazodynamicznych w kanale spalin wylotowych przedstawia rys. 4.



Rys. 4. Model fizyczny procesów gazodynamicznych w kanale spalin wylotowych

W modelu fizycznym przyjęto następujące parametry wejściowe:

- ciśnienia i temperatury czynnika termodynamicznego na wyjściu z cylindrów silnika,
- strumienie mas czynnika termodynamicznego na wyjściu z poszczególnych cylindrów.

Zadane zmiany parametrów wejściowych jako funkcje kąta obrotu wału korbowego determinują pulsacyjny charakter pracy modelowanego układu.

Opracowany model fizyczny uwzględnia akumulację masy i energii przepływającego czynnika termodynamicznego w kanałach przepływowych. Natomiast pominięto procesy wymiany ciepła z otoczeniem. Dla dalszego zmniejszenia stopnia złożoności modelu matematycznego kanały zasilające 1, 2 i 3 rozpatrywane są jako obiekty zerowymiarowe, gdzie dla wszystkich parametrów stanu czynnika termodynamicznego zmienną niezależną jest kąt obrotu wału korbowego silnika.

Parametrami wyjściowymi dla kanałów zasilających są:

- ciśnienie i temperatura spalin,

- entalpie właściwe spalin,
- strumienie masy spalin.

Kanał zbiorczy rozpatrywany jest jako obiekt jednowymiarowy, w którym zmiennymi niezależnymi dla parametrów stanu czynnika termodynamicznego są:

- czas,
- odległość przekroju kontrolnego od wejścia do turbiny turbosprężarki.

W przekrojach kontrolnych p_{k1} i p_{k2} (rys. 2) wyznaczane są następujące parametry czynnika termodynamicznego:

- ciśnienie i temperatura spiętrzenia,
- prędkość przepływu spalin,

będące funkcją czasu oraz współrzędnej x przekroju kontrolnego kanału względem turbiny turbosprężarki [1, 4, 13, 14].

5. MODEL MATEMATYCZNY

Zgodnie z przyjętym schematem realizacji badań diagnostycznych silnika okrętowego (rys. 1) kolejnym etapem modelowania jest opracowanie modelu matematycznego procesów gazodynamicznych w kanale spalin wylotowych.

Szczegółowy opis równań bilansowych modelu matematycznego stanowi jeden z głównych elementów realizowanego projektu badawczego [14]. Natomiast jego obszerne fragmenty zawierają publikacje [4, 5, 6].

Ustalono, że wielkościami zadawanymi podczas eksperymentów symulacyjnych rozpatrywanych procesów gazodynamicznych są:

- przebieg zmian ciśnienia wewnątrz cylindrowego jako funkcji kąta obrotu wału korbowego,
- skład chemiczny paliwa,
- współczynnik nadmiaru powietrza,
- układ faz rozrządu.

Uwzględniono następujące parametry struktury konstrukcyjnej obiektu modelowania:

- objętość komory spalania,
- geometria układu cylinder-tłok (skok i średnica tłoka),
- geometria kanałów spalin wylotowych (długość kanału oraz jego średnica wewnętrzna),
- geometria układu korbowego (długość ramienia wykorbienia wału korbowego oraz długość korbowodu).

Wielkościami wyjściowymi z modelu matematycznego są parametry gazodynamiczne spalin w przekrojach kontrolnych p_{k1} , p_{k2} (rys. 2), w funkcji czasu:

- temperatura,
- ciśnienie,
- prędkość przepływu.

W celu maksymalnego przyspieszenia obliczeń przyjęto następujące założenia upraszczające:

- przemiany termodynamiczne zachodzące w modelowanym kanale przepływowym są traktowane jako przemiany izentropowe,
- paliwo spalane w cylindrach silnika składa się tylko z: węgla $c=86,63\%$ i wodoru $h=13,37\%$,
- procesy dynamiczne realizowane w kanale spalin wylotowych traktowane są jako ciąg chwilowych stanów ustalonych.

Podstawę opracowania modelu stanowią nieliniowe równania algebraiczne będące wynikiem bilansowania energetycznego poszczególnych elementów układu tzn.:

- kanałów zasilających zbiorczy kanał przepływowy do turbosprężarki,
- kanału zbiorczego zasilającego turbosprężarkę.

6. BADANIA SYMULACYJNE

Opracowany model matematyczny [4, 14] procesów gazodynamicznych w kanale spalin wylotowych OTSS umożliwia przeprowadzenie badań symulacyjnych parametrów czynnika termodynamicznego w kanale spalin wylotowych silnika tłokowego współpracującego z turbosprężarką. Pozwala on użytkownikowi na ingerencję w parametry struktury modelowanego obiektu, a przez to umożliwia symulowanie występowania znanych i rozpoznawalnych stanów niezdatności eksploatacyjnej układów cylindrowych oraz turbosprężarki.

Na rys. 5 przedstawiono przebiegi w funkcji czasu parametrów gazodynamicznych czynnika termodynamicznego przy niezmiennych parametrach struktury badanego układu (parametry struktury przyjęto zgodnie z dokumentacją techniczno-ruchową silnika SULZER typu 6AL 20/24), co odpowiada eksploatacji silnika w stanie pełnej zdatości technicznej. Na wykresach oznaczono cylindry, które wygenerowały poszczególne impulsy (cyl. 1, 2 i 3). Przebiegi parametrów stanu czynnika termodynamicznego w przekroju kontrolnym p_{k1} oznaczono jako 1, natomiast w przekroju kontrolnym p_{k2} jako 2.

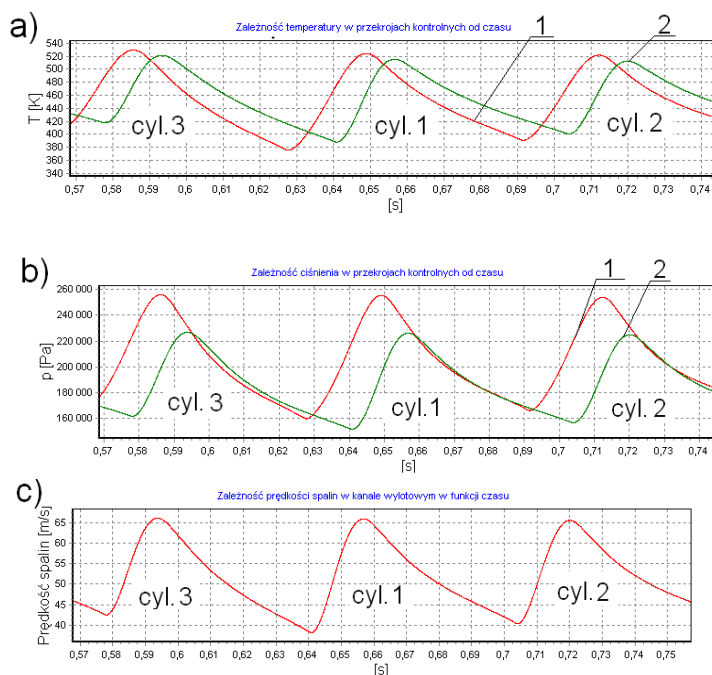
6.1. Przykładowa symulacja zmiany parametrów struktury obiektu modelowania

Opracowany model matematyczny procesów gazodynamicznych w kanale spalin wylotowych OTSS [4, 14] daje możliwość przeprowadzania symulacji numerycznej wpływu zmian parametrów struktury obiektu rzeczywistego na przebiegi parametrów stanu czynnika termodynamicznego w kanale łączącym silnik z turbiną turbosprężarki.

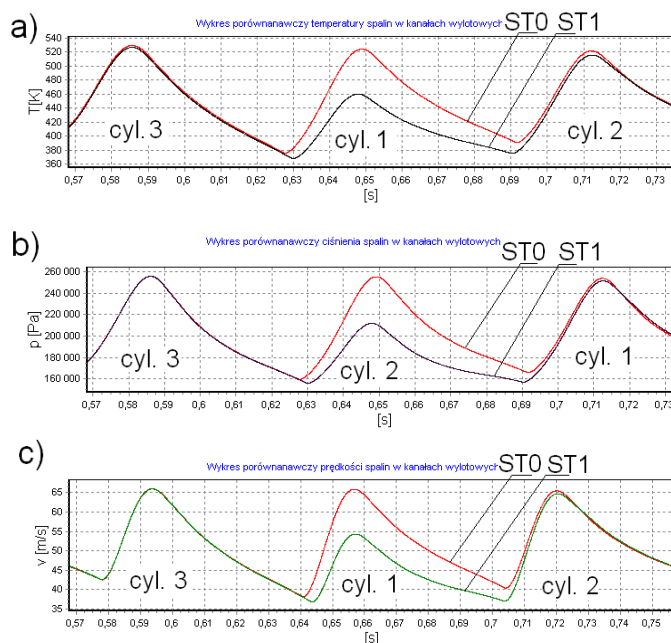
Jedną z możliwości modelu jest symulowanie wpływu zmian kątów otwarcia i zamknięcia zaworów wylotowych.

Przykładowe wyniki takich badań prezentuje rys. 6. Założono, że nastąpiło opóźnienie chwili otwarcia i zamknięcia zaworu wylotowego cylindra nr 1. Zmieniono w tym celu charakterystykę numeryczną układu faz rozrządu – zmiana kąta otwarcia i zamknięcia zaworów wylotowych o 10°OWK. Na zaprezentowanych rysunkach przedstawiono zestawienie przebiegów czasowych

parametrów czynnika termodynamicznego w przekroju kontrolnym p_{k1} kanału spalin wylotowych dla silnika bez wprowadzonych zmian struktury modelowanego obiektu (na rysunku oznaczone jako „ST0”) oraz po wprowadzeniu zmian struktury w układzie rozrządu modelowanego obiektu (na rysunku oznaczono jako „ST1”).



Rys. 5. Przebiegi parametrów stanu czynnika termodynamicznego w przekrojach kontrolnych p_{k1} i p_{k2} jako funkcji czasu (a – temperatury, b – ciśnienia, c – prędkości przepływu)



Rys. 6. Przebiegi parametrów stanu czynnika termodynamicznego w przekroju kontrolnym p_{k1} jako funkcja czasu (a – temperatury, b – ciśnienia, c – prędkości przepływu)
ST0 – stan techniczny wzorcowy (odniesieniowy)
ST1 – Stan techniczny po wprowadzeniu defektu

Z przebiegów tych wynika, że zmiany w układzie rozrządu spowodowały istotne zmiany parametrów opisujących przebiegi czasowe. Przykładowo amplituda ciśnienia, temperatury i prędkości spalin zmalała i nastąpiły przesunięcia czasowe ciśnienia i temperatury.

7. PODSUMOWANIE

Opracowany model matematyczny procesów gazodynamicznych zachodzących w kanałach spalin wylotowych OTSS [4, 14] stanowi element projektu badawczego nad metodyką badań diagnostycznych silników okrętowych nie wyposażonych standartowo w zawory indykatorowe. Daje możliwość symulowania szeregu stanów niezdatności silnika poprzez ingerencje w parametry struktury modelowanego obiektu np.:

- zanieczyszczenie komory spalania silnika tłokowego,
- zużycia zaworów cylindrowych,
- zużycie elementów współpracujących: krzywka wałka rozrządu trzon zaworu wylotowego,
- deformacja wałka rozrządu (skręcenie).

Wyniki realizowanych badań symulacyjnych stanowiąc będą podstawę do weryfikacji modelu matematycznego opracowanego dla celów diagnostycznych.

LITERATURA

- [1] Cannon R. H. Jr. *Dynamika układów fizycznych*. Wydawnictwa naukowo-Techniczne Warszawa 1973
- [2] Fuller E. J.: *The practical realisation of an automated diagnostic system for diesel powered vehicles*. SAE, paper No. 760838, 1976.
- [3] Korczewski Z., Zacharewicz M. *Animacja procesów gazodynamicznych w układzie turbodoładowania okrętowego silnika czterosuwowego*. XXII Sympozjum Siłowni Okrętowych. Szczecin, 15-16.11.2001. s.141-146.
- [4] Korczewski Z.: *Diagnozowanie okrętowego silnika spalinowego na podstawie wyników badania procesów gazodynamicznych w układzie turbodoładowania*. Zeszyty Naukowe AMW, nr 3/2002 s. 67-77.
- [5] Korczewski Z.: *Metoda diagnozowania silników okrętowych z turbodoładowaniem na podstawie wyników badania procesów gazodynamicznych w układzie spalin wylotowych*. Diagnostyka, Vol. 28/2003.
- [6] Korczewski Z. *Zastosowanie analizy czasowej i widmowej do identyfikacji procesów gazodynamicznych w układzie spalin wylotowych silnika okrętowego z turbodoładowaniem*. 3rd International Congress on Technical Diagnostics, September 6-9 2004 Poznań
- [7] Kordziński C.: *Układy wylotowe szybkoobrotowych silników spalinowych*. Warszawa, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności 1964r
- [8] Kordziński C., Środulski T.: *Układy dolotowe silników spalinowych*. WKiŁ, Warszawa 1968.
- [9] Kordziński C., Środulski T.: *Silniki spalinowe z turbodoładowaniem*. WNT, Warszawa 1970.
- [10] Kowalewicz A.: *Systemy spalania szybkoobrotowych tłokowych silników spalinowych*. WKiŁ, Warszawa 1990.
- [11] Kowalewicz A.: *Doładowanie silników spalinowych*. Radom 1998.
- [12] Mitaniec W. Jaroszewski A.: *Modele matematyczne procesów fizycznych w silnikach spalinowych małej mocy. Część 1. Przedsiębiorstwo Konstrukcyjno-Badawcze „PRO-MO”* 1993.
- [13] Pudlik W.: *Termodynamika*. Politechnika Gdańska Gdańsk 1998
- [14] Sprawozdanie z realizacji projektu badawczego *Metoda diagnozowania silników okrętów wojennych o ograniczonej możliwości pomiaru ciśnień wewnątrz cylindrowych na podstawie wyników badania procesów gazodynamicznych w układzie turbodoładowania*. nr 0 T00B 021 29.



Kmdr dr hab. inż. **Zbigniew KORCZEWSKI** jest prof. nadzwyczajnym Akademii Marynarki Wojennej. pełni funkcję Dziekana Wydziału Mechaniczno-Elektrycznego. W ramach działalności naukowej kieruje badaniami energetycznymi napędów okrętowych. Specjalizuje się w diagnozowaniu silników spalinowych. Jest autorem ponad 100 publikacji przedstawianych na konferencjach naukowych w kraju i zagranicą.



Kmdr ppor. mgr inż. **Marcin ZACHAREWICZ** jest asystentem w Instytucie Konstrukcji i Eksploatacji Okrętów. W ramach działalności naukowej zajmuje się badaniami modelowymi procesów gazodynamicznych w maszynach przepływowych.

IDENTYFIKACJA MODELU KONSTRUKCJI PODPIERAJĄCEJ MASZyny WIRNIKOWEJ

Grzegorz ŻYWICA, Józef RYBCZYŃSKI

Instytut Maszyn Przepływowych im. R. Szewalskiego PAN
80-952 Gdańsk, ul. Fiszer 14, tel. (58) 346-08-81, gzywica@imp.gda.pl, ryb@imp.gda.pl

Streszczenie

W pracy omówiono proces identyfikacji modelu konstrukcji podpierającej wirnik na przykładzie wybranej maszyny wirnikowej. Obiektem badań była konstrukcja podpierająca wirnik wielkogabarytowego Stanowiska Badawczego Dynamiki Wirników i Łożysk, znajdującego się w Laboratorium Wibrodiagnostyki Instytutu Maszyn Przepływowych PAN w Gdańsku. W kolejnych punktach omówiono wszystkie etapy procesu identyfikacji, tzn.: eksperyment, modelowanie, estymację parametrów oraz weryfikację modelu. W wyniku identyfikacji otrzymano model dobrze odzwierciedlający zachowanie rzeczywistego obiektu oraz umożliwiający jego dalszą, wszechstronną analizę.

Słowa kluczowe: dynamika maszyn, maszyny wirnikowe, identyfikacja, symulacje komputerowe.

IDENTIFICATION OF MODEL SUPPORT STRUCTURE OF ROTOR MACHINE

Summary

The paper discusses an identification process of the rotor support structure model in relation to selected example of rotor machine. The object of investigation was the rotor support structure of the large-size Dynamics of Rotors and Bearings Test Rig, located in Vibro-diagnostics Laboratory of Institute of Fluid Flow Machinery PAS, Gdansk. All stages of identification process have been talked over: experiment, modeling, estimation of parameters and model verification. As the result of identification, the structure model has been built, which well reflects the actual object and enables its subsequent diverse analysis.

Keywords: machine dynamics, rotor machines, identification, computer simulation.

1. WPROWADZENIE

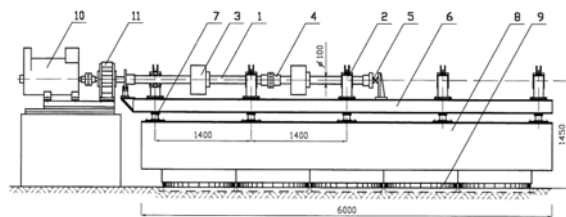
Własności dynamiczne klasycznej maszyny wirnikowej dają się opisać wyłącznie poprzez wnikliwą analizę każdego ze składających się na nią podukładów. Analiza taka najczęściej sprowadza się do analizy układu typu wirnik – łożyska – konstrukcja podpierająca. Z uwagi na złożone własności, każdy z powyższych podukładów stanowić może odrębny problem [5]. Dodatkowo zagadnienie komplikuje fakt, że pomiędzy poszczególnymi podukładami zachodzą sprzężenia, co oznacza, że ich opis powinien być spójny [6]. W ostatnich latach coraz częściej w diagnostyce maszyn wirnikowych, szczególnie maszyn krytycznych takich jak turbozespoły energetyczne, stosuje się diagnostykę według modelu [3, 5, 6]. Wymaga to jednak wcześniejszego opracowania wiarygodnych modeli symulacyjnych obiektów rzeczywistych. Budową modeli zajmuje się dyscyplina nauki nazwana identyfikacją [4, 9].

W artykule omówiono wszystkie etapy procesu identyfikacji modelu konstrukcji podpierającej wybranej maszyny wirnikowej, tzn.: eksperyment, modelowanie, estymację parametrów i weryfikację modelu [2, 4, 5, 9, 14]. Do opracowania modelu

numerycznego badanego obiektu posłużył system wykorzystujący algorytmy Metody Elementów Skończonych (MES). Otrzymany model zostanie wykorzystany w dalszych pracach jako baza dla modeli wirnika i łożysk ślizgowych, które nie mogą być analizowane bez sprzężenia z konstrukcją podpierającą.

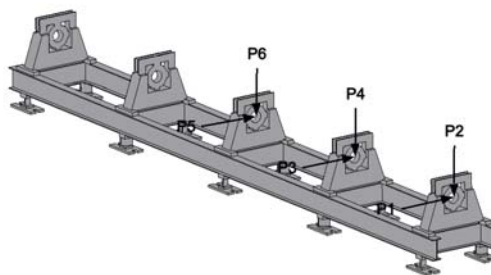
2. CHARAKTERYSTYKA OBIEKTU BADAŃ

Obiektem badań była konstrukcja podpierająca wirnik wielkogabarytowego Stanowiska Badawczego Dynamiki Wirników i Łożysk, znajdującego się w Laboratorium Wibrodiagnostyki Instytutu Maszyn Przepływowych PAN w Gdańsku. Stanowisko jest doskonałym przykładem klasycznej maszyny wirnikowej. Jej część roboczą stanowi ułożyskowany ślizgowo trójpodporowy wirnik osadzony w stalowej ramie, która jest przymocowana do żelbetonowego bloku fundamentowego. Cała konstrukcja spoczywa na wibroizolatorach pneumatycznych. Ogólny schemat stanowiska wraz z najważniejszymi wymiarami oraz opisem podstawowych elementów przedstawiono na rys. 1.



1 - wirnik, 2 - stojak łożyskowy, 3 - dysk, 4 - sprężel, 5 - łożysko oporowe, 6 - rama stalowa, 7 - wsporniki ramy, 8 - blok fundamentowy, 9 - wibroizolatory pneumatyczne, 10 - silnik, 11 - przekładnia zębata

Rys. 1. Schemat stanowiska badawczego dynamiki wirników i łożysk



Rys. 2. Miejsca przyłożenia wymuszeń harmoniczných

Stanowiska badawcze jest dobrze rozpoznana konstrukcją, będącą obiektem badań eksperymentalnych oraz symulacyjnych [6, 11, 12, 13, 16]. Służyło między innymi do weryfikacji opracowanej w IMP PAN, unikalnej w skali kraju, serii programów komputerowych MESWIR przeznaczonych do analizy stanu dynamicznego maszyn wirnikowych w zakresie liniowym i nieliniowym [6]. Stanowisko zostało zbudowane jako obiekt doświadczalny, więc prace badawcze nie wymagają wykluczania go z eksploatacji. Umożliwia to prowadzenie szeregu pomiarów, których wyniki mogą być wykorzystane w procesie identyfikacji modelu tego obiektu. W dalszych punktach artykułu zostaną omówione wszystkie etapy tego procesu.

3. BADANIA EKSPERYMENTALNE

W celu pozyskania wiedzy o badanym obiekcie wykonano eksperymentalną identyfikację charakterystyk podparcia łożysk. W przypadku rozpatrywanej maszyny wirnikowej, przy zaniedbaniu sił wzdłużnych w łożyskach, oddziaływanie pomiędzy wirnikiem i konstrukcją podpierającą można opisać za pomocą składowych sił (poziomych i pionowych) w podporach łożyskowych. Związki sił i przemieszczeń we wszystkich więziach można zdefiniować przy pomocy zespołu współczynników ułożonych w macierz kwadratową [11]. Eksperyment polegał więc na określeniu wartości tych współczynników w interesującym nas zakresie częstotliwości. W celu ich wyznaczenia zastosowano metodę wymuszeń harmoniczných w odniesieniu do każdej z podpór wirnika. Metoda wymuszeń harmoniczných polega na przykładaniu siły harmoniczných o znanej amplitudzie i częstotliwości do każdej z więzi oraz pomiarze odpowiedzi w postaci przemieszczeń. Przemieszczenia mierzono zarówno pod względem amplitudy, jak i przesunięcia fazowego. Sposób zadawania wymuszeń przedstawiono na rys. 2.

Harmoniczną siłę wzbudzącą generowano za pomocą elektrodynamicznego wzbudnika drgań przystosowanego w specjalny sposób do pracy bezwładnościowej. Wymuszenia przenoszone były ze wzbudnika na panwie łożyskowe za pośrednictwem dynamometru do pomiaru sił zmiennych. Z uwagi na rozbudowany program pomiarów oraz związaną z tym potrzebą rejestracji i przetwarzania dużej ilości sygnałów, badania zostały w całości zautomatyzowane i odbywały się techniką komputerową. Pomiarami sterowano za pomocą odpowiednio skonfigurowanego programu pomiarowego współpracującego z kartą przetwornika A/C.

Otrzymane podczas eksperymentu sygnały pochodzące z poszczególnych czujników pomiarowych, po ich kondycjonowaniu (wzmocnieniu oraz odfiltrowaniu zakłóceń i składowej stałej sygnału), za pośrednictwem modułu przetwornika analogowo-cyfrowego rejestrowano na dyskach komputera klasy PC. Na podstawie tych danych wyznaczone zostały następujące wielkości:

- moduł podatności zespolonej

$$|L_{mn}| = \frac{A_{mn}}{P_m}, \quad (1)$$

- faza podatności φ_{mn} ,

gdzie:

A - amplituda przemieszczeń,

P - amplituda siły wymuszającej,

m - numer więzi w której wymuszano drgania,

n - numer więzi w której mierzono przemieszczenia.

Następnie dla wszystkich częstotliwości wzbudzenia utworzono kwadratową macierz współczynników podatności zespolonej o wymiarach 6×6 (gdyż $m=n=6$). Elementy uzyskanych tą drogą 36-cio elementowych macierzy mają postać:

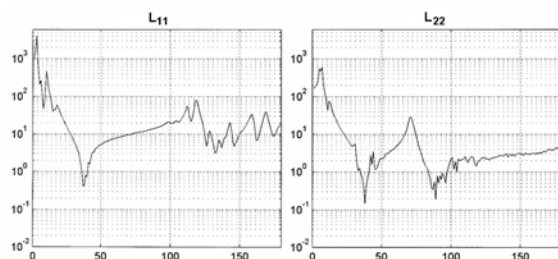
$$L_{mn} = |L_{mn}| \cdot e^{i\varphi_{mn}}. \quad (2)$$

Każdy element macierzy można zapisać w równoważnej mu postaci trygonometrycznej:

$$L_{mn} = |L_{mn}| \cdot \cos \varphi_{mn} + i \cdot |L_{mn}| \cdot \sin \varphi_{mn}, \quad (3)$$

$$L_{mn} = \text{Re}(L_{mn}) + i \cdot \text{Im}(L_{mn}). \quad (4)$$

Na rys. 3 przedstawiono przykładowe przebiegi zespolonych podatności głównych w funkcji częstotliwości dla jednej z podpór wirnika.



Rys.3. Charakterystyki podatnościowe dla pierwszej podpory (kierunek poziomy i pionowy).

Wyniki tych badań zostały wykorzystane podczas weryfikacji modelu MES konstrukcji podpierającej wirnik (podpunkt 4.2). W otrzymanych charakterystykach zakodowanych jest szereg bardzo użytecznych informacji na temat własności dynamicznych badanego obiektu. Przede wszystkim są w niej zawarte wartości częstości drgań własnych konstrukcji, które odpowiadają częstotliwościom występowania maksimów lokalnych (rezonansów). Na podstawie wielkości amplitudy drgań można wnioskować o poziomie współczynników tłumienia modalnego. Posiadając widma drgań dla punktów znajdujących się w różnych miejscach konstrukcji (a nie dysponując wynikami analizy modalnej) można spodziewać się określonych postaci drgań własnych [16].

4. SYMULACJE KOMPUTEROWE

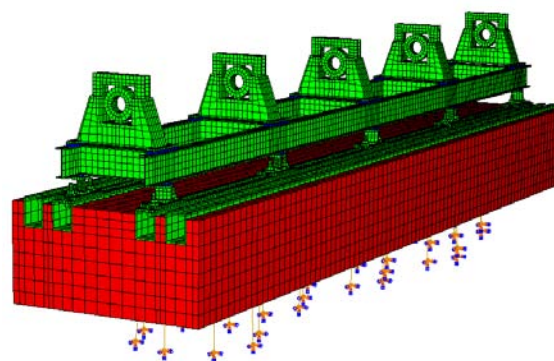
W tej części artykułu zostaną omówione kolejne etapy procesu identyfikacji bazujące na modelu symulacyjnym badanej maszyny. Wartości parametrów wyestymowanych podczas omówionego w poprzednim punkcie eksperymentu zostaną wykorzystane przy dostrajaniu modelu. Prace związane z opracowaniem modelu oraz symulacjami komputerowymi naśladującymi eksperyment wykonano przy użyciu komercyjnego systemu ABAQUS [1].

4.1. Opracowanie modelu numerycznego

Konstrukcja podpierająca wirnik wybranej maszyny wirnikowej składa się z kilku podstawowych elementów, są to: stojaki łożyskowe, rama stalowa, wsporniki ramy, blok fundamentowy oraz wibroizolatory pneumatyczne (rys. 1). Opracowanie modelu konstrukcji podpierającej polegało więc na modelowaniu geometrii, dyskretyzacji oraz przypisaniu odpowiednich właściwości fizycznych poszczególnym częściom tego układu. Następnie części te połączono więzami oraz przyjęto warunki brzegowe.

Kompletny model konstrukcji podpierającej został przedstawiony na rysunku 4. Do jego budowy

wykorzystano odkształcalne elementy skończone (C3D20R, C3D8R, C3D15, C3D6) oraz bezmasowe elementy sprężyste (SPRING2) [1]. Otrzymany model składa się z 35 478 elementów, 124 835 węzłów i 374 505 stopni swobody. Elementom należącym do modelu nadano właściwości fizyczne odpowiadające trzem materiałom: stali konstrukcyjnej, żywicy epoksydowej oraz żelbetonu. Ponieważ nie był znany dokładny typ żywicy epoksydowej, z której wykonano łączniki elastyczne użyte do mocowania ramy, do wstępnych rozważań przyjęto zakres wartości typowych, obejmujących różne odmiany tego tworzywa. Budowa bloku fundamentowego znacznie odbiega od typowej struktury żelbetonowej, w związku z tym założono możliwość zmiany początkowo przyjętych właściwości materiałowych tego kompozytu [8, 10]. Parametry charakteryzujące żywicę epoksydową oraz żelbeton zostały uściśnione w procesie dostrajania modelu.



Rys. 4. Model konstrukcji podpierającej wirnik

Opracowany model konstrukcji podpierającej posiada liczne uproszczenia. Najważniejsze z nich to: zastosowanie prostego, liniowego modelu opon samochodowych (wibroizolatorów pneumatycznych) w postaci bezmasowych elementów sprężystych, przyjęcie liniowych własności żelbetonu, nie uwzględnienie grawitacji, założenie "twardego" kontaktu pomiędzy ramą i blokiem żelbetonowym. W stworzeniu dokładniejszego modelu numerycznego przeszkadzał też brak wiedzy na temat niektórych parametrów rzeczywistego obiektu, takich jak: masa bloku oraz jej rozkład, typ zastosowanej żywicy epoksydowej. Należy więc mieć świadomość, że otrzymany model reprezentuje jedynie pewien wyidealizowany stan badanego obiektu.

4.2. Weryfikacja modelu

Bardzo ważnym etapem budowy modeli jest ich weryfikacja, polegająca na badaniu rozbieżności pomiędzy własnościami modelu i układu rzeczywistego. Takie porównanie pozwala na dostrojenie modelu, który dopiero wtedy umożliwia pozyskanie wiarygodnych informacji o obiekcie

rzeczywistym. Dostrajanie modeli teoretycznych jest pracochłonnym i długotrwałym procesem. Ważnym zagadnieniem jest tu odpowiedni wybór parametrów modelu, które należy zmodyfikować. Dla omawianego modelu parametrami tymi były: własności fizyczne żelbetonu i żywicy epoksydowej oraz sztywności elementów modelujących wibroizolatory pneumatyczne. Na drodze kolejnych iteracji dokonano ich korekcji.

Do wyznaczenia charakterystyk podatności dynamicznej podparć łożysk modelu MES wykorzystano procedurę dostępną w systemie ABAQUS umożliwiającą wyznaczenie ustalonej odpowiedzi układu w dziedzinie częstotliwości (Mode-based steady state dynamic analysis). Procesor systemu ABAQUS korzysta przy tym z metody superpozycji modalnej, która przy analizie układów liniowych jest znacznie efektywniejsza od metody bezpośredniego całkowania równań ruchu [1, 7, 15]. Ponieważ bazuje ona na modelu modalnym układu, wymaga wcześniejszego wyznaczenia częstości i postaci drgań własnych.

Symulację prowadzono w zakresie siły wymuszającej 1÷150 Hz (wyższe wartości znacznie wykraczają poza zakres pracy omawianego stanowiska), z rozdzielczością 1 Hz (z taką samą rozdzielczością przeprowadzony był eksperyment). Aby ograniczyć wielkość amplitud drgań odpowiadających częstotliwościom rezonansowym, konieczne było wprowadzenie do układu tłumienia. Wprowadzono, więc tłumienie strukturalne (Structural damping), przy którym siła tłumiąca jest proporcjonalna do sił powodujących naprężenia wewnętrzne, lecz jest zwrócona przeciwnie do kierunku prędkości [1]. W początkowej fazie obliczeń wartość współczynnika tłumienia została dobrana arbitralnie i uległa zmianie podczas procesu dostrajania. Tak przeprowadzona symulacja pozwoliła na wyznaczenie amplitud drgań w interesujących nas podporach.

W tabeli 1 zestawiono właściwości fizyczne materiałów uściślone w wyniku dostrajania modelu. Wartość współczynnika tłumienia strukturalnego osiągnęła wartość $\xi = 0,02$.

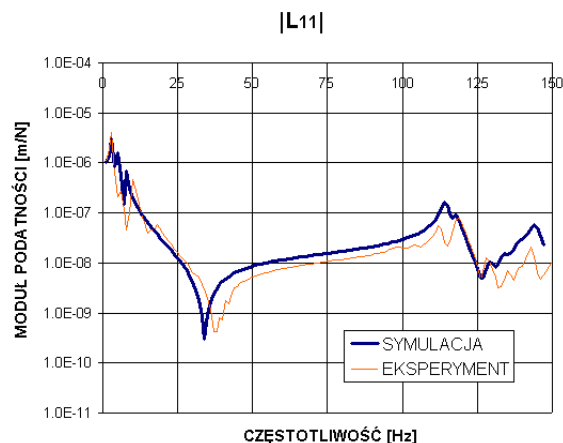
Tabela 1. Właściwości fizyczne materiałów

	Stal konstrukcyjna	Żywica epoksydowa	Żelbeton
Gęstość (ρ) [kg/m ³]	7860	1150	2400
Moduł Younga (E) [Pa]	$210 \cdot 10^9$	$1,6 \cdot 10^9$	$35,6 \cdot 10^9$
Liczba Poissona (ν)	0,3	0,3	0,17

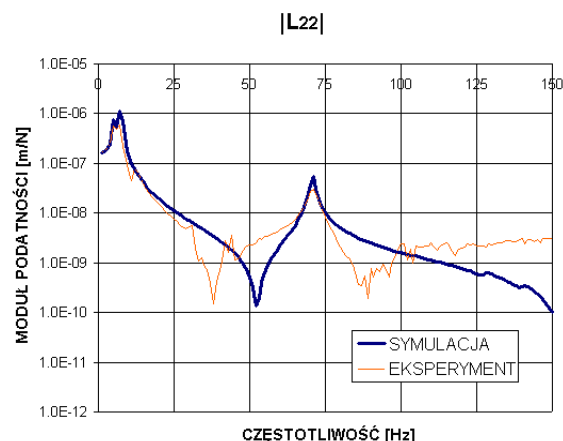
Sztywności elementów sprężystych modelujących opony zostały ustalone na poziomie 715 000 [N/m] dla kierunku pionowego oraz 325 000 [N/m] dla kierunku poprzecznego i wzdłużnego.

Wyniki symulacji komputerowej przedstawione zostały w formie charakterystyk podatnościowych

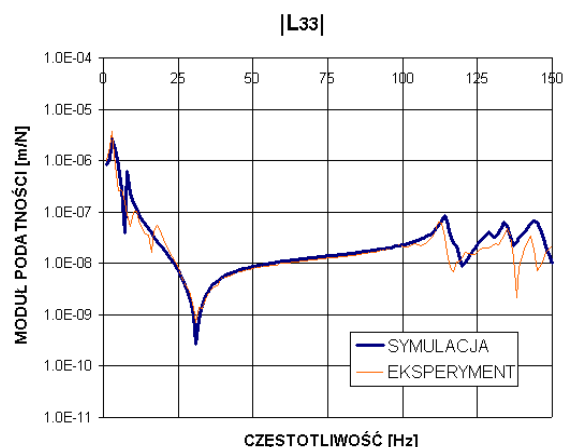
w funkcji częstotliwości wymuszenia. Na rysunkach 5 ÷ 10 zaprezentowano przebiegi zespolonych podatności głównych, otrzymanych dla dostrojonego modelu konstrukcji podpierającej. Dla porównania na rysunkach tych umieszczono również charakterystyki otrzymane eksperymentalnie.



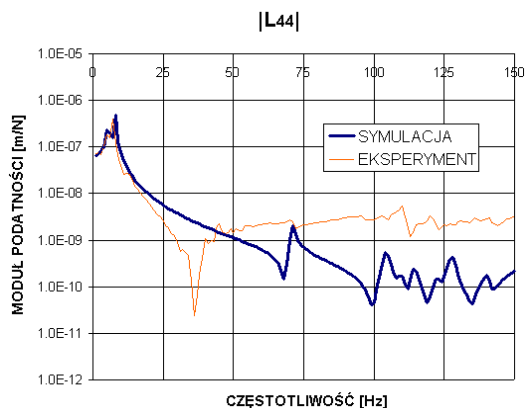
Rys. 5. Charakterystyka podatnościowa przy wymuszeniu poziomym (podpora 1)



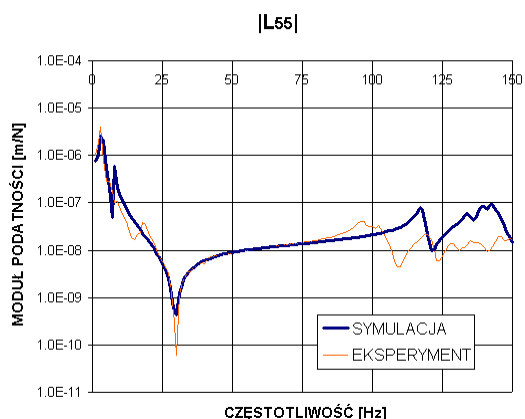
Rys. 6. Charakterystyka podatnościowa przy wymuszeniu pionowym (podpora 1)



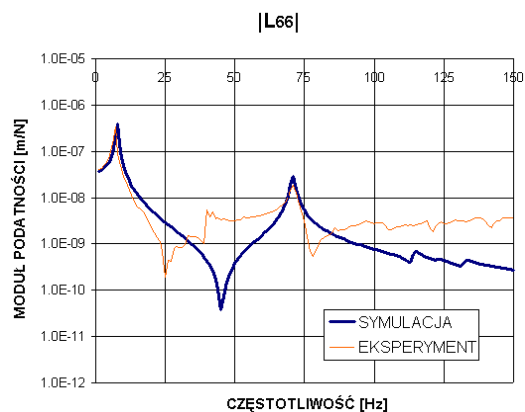
Rys. 7. Charakterystyka podatnościowa przy wymuszeniu poziomym (podpora 2)



Rys. 8. Charakterystyka podatnościowa przy wymuszeniu pionowym (podpora 2)

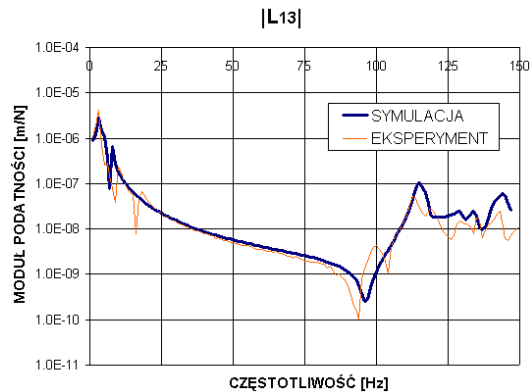


Rys. 9. Charakterystyka podatnościowa przy wymuszeniu poziomym (podpora 3)

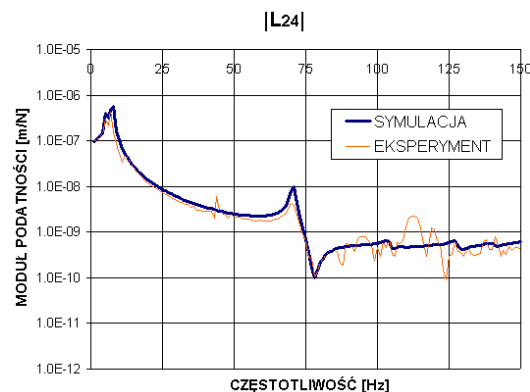


Rys. 10. Charakterystyka podatnościowa przy wymuszeniu pionowym (podpora 3)

Oprócz zespolonych podatności głównych wyznaczono również przebiegi podatności przeniesionych. Podatność przeniesioną wyznacza się mierząc przemieszczenia w innej podporze niż ta, do której przykładana jest siła wymuszająca [5]. Przykłady takich charakterystyk zaprezentowano na rys. 11 i 12.



Rys. 11. Charakterystyka podatnościowa dla wymuszenia poziomego (podpora 1 i 2)



Rys. 12. Charakterystyka podatnościowa dla wymuszenia pionowego (podpora 1 i 2)

5. PODSUMOWANIE

W artykule omówiono identyfikację modelu konstrukcji podpierającej wybranej maszyny wirnikowej. Dzięki zdobytej podczas eksperymentu wiedzy możliwe było opracowanie złożonego modelu istniejącego obiektu, charakteryzującego się dużą zgodnością rezultatów obliczeń z pomiarami (rys. 5÷12), w odniesieniu do własności podparcia wirnika. Bardzo dobre dopasowanie charakterystyk uzyskano dla wymuszeń działających w płaszczyźnie poziomej. Nieco gorsze rezultaty otrzymano dla wymuszeń pionowych, przy czym największe rozbieżności obserwuje się w zakresie antyrezonansów. Przyczyną powstałych niezgodności są ograniczenia i uproszczenia przyjętego modelu. W związku z tym, na otrzymanych symulacyjnie charakterystykach nie występują niskoamplitudowe rezonanse przy częstotliwości około 40Hz (dla wymuszeń pionowych). Rozbieżności te są prawdopodobnie związane z drganiami lokalnymi niektórych elementów stanowiska, które nie zostały wykryte podczas symulacji komputerowej, gdyż model numeryczny zakłada idealne połączenie wszystkich jego części. Występowanie tych rezonansów spowodowało przesunięcie antyrezonansów w kierunku niższych częstotliwości. Mając na uwadze fakt, że pomiary oraz obliczenia zespolonej

podatności dynamicznej konstrukcji podpierających należą do najtrudniejszych zagadnień w dynamice maszyn wirnikowych i z reguły charakteryzują się dużą rozbieżnością uzyskane rezultaty należy uznać za satysfakcjonujące.

Otrzymany model konstrukcji podpierającej otwiera nowe możliwości badawcze w zakresie symulacji komputerowych. Może być także wykorzystany do pozyskania relacji diagnostycznych w ramach diagnostyki według modelu, gdyż umożliwia wprowadzanie różnej klasy defektów a następnie, drogą symulacji komputerowej pozyskanie ich symptomów [3, 5, 6].

Kolejne zamierzenia badawcze, dotyczące wykorzystania prezentowanego modelu, związane będą z uzupełnieniem modelu konstrukcji podpierającej o trójwymiarowy model wirnika. Tak opracowany, pełny model maszyny wirnikowej umożliwi jej dalszą, wszechstronną analizę. Wyniki tych prac będą tematem kolejnych publikacji.

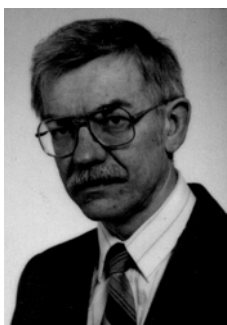
LITERATURA

- [1] ABAQUS Analysis User's Manual, Volume II, III, IV, V. Version 6.5. ABAQUS, Inc. 2004.
- [2] Batko W., Dąbrowski Z., Engel Z., Kiciński J., Weyna S.: *Nowoczesne metody badania procesów wibroakustycznych*. Biblioteka Problemów Eksploatacji, Radom 2005.
- [3] Cholewa W., Kiciński J. (Red.): *Diagnostyka techniczna. Odwrotne modele diagnostyczne*. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 1997.
- [4] Giergiel J., Uhl T.: *Identyfikacja układów mechanicznych*. PWN, Warszawa 1990.
- [5] Kiciński J., (Red.) i in.: *Modelowanie i diagnostyka oddziaływań mechanicznych, aerodynamicznych i magnetycznych w turbozespołach energetycznych*. Wydawnictwo IMP PAN, Gdańsk 2005.
- [6] Kiciński J.: *Dynamika wirników i łożysk ślizgowych*. Wydawnictwo IMP PAN, Gdańsk 2005.
- [7] Kruszewski J. (Red.) i in.: *Metoda elementów skończonych w dynamice konstrukcji*. Arkady, Warszawa 1984.
- [8] Lipiński J.: *Fundamenty i konstrukcje wsporcze pod maszyny*. Arkady, Warszawa 1975.
- [9] Niziński S., Michalski R.: *Diagnostyka obiektów technicznych*. Biblioteka Problemów Eksploatacji, Warszawa - Sulejówek - Olsztyn - Radom 2002.
- [10] Rakowski G., Kacprzyk Z.: *Metoda elementów skończonych w mechanice konstrukcji*. Oficyna Wydawnicza PW, Warszawa 2005.
- [11] Rybczyński J.: *Doświadczalne charakteryzacji podatnościowe jako dane do wyznaczenia parametrów modalnych korpusu maszyny*. Materiały z VI Szkoły Analizy Modalnej. Red. Uhl T., Kraków 2001, s. 219-226.
- [12] Rybczyński J.: *Stanowisko do badania dynamiki wirników i łożysk ślizgowych*. Zeszyt Naukowy IMP PAN, nr 429/1394/94.
- [13] Rządkowski R., Sokołowski J., Banaszek S.: *Drgania własne układu rama-wał wirnikowy. Zagadnienia analizy modalnej konstrukcji mechanicznych*. Red. Uhl T., Kraków 2003, s. 239-248.
- [14] Uhl T.: *Komputerowo wspomagana identyfikacja modeli konstrukcji mechanicznych*. WNT, Warszawa 1997.
- [15] Zienkiewicz O. C.: *Metoda elementów skończonych*. Arkady, Warszawa 1972.
- [16] Żywica G., Łuczak M.: *Opracowanie modelu MES konstrukcji podpierającej wirnik Stanowiska Badawczego Dynamiki Wirników i Łożysk*. Opracowanie wewnętrzne IMP PAN nr arch. 6277/06.



Mgr inż. **Grzegorz ŻYWICA** (ur. 1980r.) - ukończył studia na Wydziale Nauk Technicznych Uniwersytetu Warmińsko-Mazurskiego w Olsztynie na kierunku Mechanika i Budowa Maszyn (spec. Inżynierskie Zastosowanie Komputerów). Posiada doświadczenie w przemyśle jako konstruktor urządzeń ciśnieniowych. Od

2005 r. pracuje w Instytucie Maszyn Przepływowych PAN na stanowisku asystenta w Zakładzie Dynamiki Wirników i Łożysk Ślizgowych. Zajmuje się głównie zagadnieniami modelowania i symulacji maszyn wirnikowych przy wykorzystaniu Metody Elementów Skończonych.



Dr inż. **Józef RYBCZYŃSKI** Absolwent Politechniki Gdańskiej, Wydziału Budowy Maszyn, specjalność Maszyny Ciepłne Wirnikowe. Od 1972 r. zatrudniony w Instytucie Maszyn Przepływowych im. Roberta Szewalskiego, Polskiej Akademii Nauk w Gdańsku. Doktor nauk technicznych, adiunkt w Zakładzie Dynamiki

Wirników i Łożysk Ślizgowych Ośrodka Mechaniki Maszyn. Obszar zainteresowania: dynamika wirników podpartych w łożyskach ślizgowych, łożyskowanie, diagnostyka maszyn, badania doświadczalne drgań wirników i elementów maszyn, techniki pomiarowe, programowanie techniczne, obliczenia numeryczne.

SKANING TEMPERATURY JAKO NARZĘDZIE DIAGNOSTYCZNE MODUŁÓW ELEKTRONICZNYCH

Joanna ĆWIRKO, Robert ĆWIRKO

Instytut Systemów Elektronicznych, Wydział Elektroniki, Wojskowej Akademii Technicznej
00-908 Warszawa, ul. Kaliskiego 2, fax. (0 22) 683 91 25, jcwirko@wel.wat.edu.pl, rcwirko@wel.wat.edu.pl

Streszczenie

Temperatura jest najczęściej mierzonym parametrem nieelektrycznym elementów i modułów elektronicznych. Związane jest to z bezpośrednią zależnością temperatury pracy elementu a jego niezawodnością. W artykule przedstawiono system pomiarowy umożliwiający wyznaczenie rozkładu temperatury modułów elektronicznych. Czujnik pirometryczny umożliwia wykonanie bezkontaktowych pomiarów temperatury. Przedstawiony system umożliwia przykładowo wykonanie dwu lub trójwymiarowych rozkładów wartości temperatury płyt głównych komputerów PC lub central alarmowych. W artykule zaprezentowano wyniki pomiarów temperaturowych wybranych układów elektronicznych.

Słowa kluczowe: diagnostyka temperaturowa, bezkontaktowy pomiar temperatury.

TEMPERATURE SCANNING AS DIAGNOSTIC TOOL OF ELECTRONIC MODULES

Summary

Temperature is one of the most common measured non-electric parameter of electronic devices and modules. This is due to its direct relationship to electronic reliability over time. In this paper the temperature mapping system for electronic devices is presented. The piroelectric temperature sensor enables non-contact measurements. The measured system provides two or three dimensions temperature scan of electronic modules as PC motherboards or security system motherboards. In this paper several temperature maps of electronics modules are presented, too.

Keywords: temperature diagnostics, non-contact temperature measurement.

1. WSTĘP

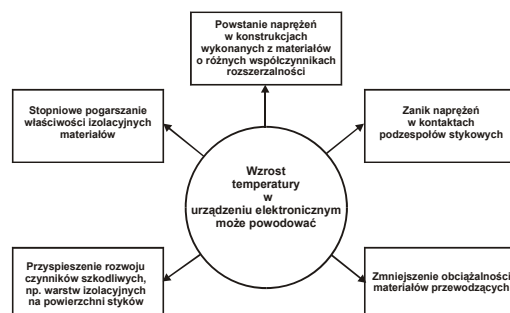
Temperatura i zmiany jej wartości stanowią jeden z głównych czynników wpływających na niezawodność pracy urządzeń elektronicznych. Badania termiczne mają na celu przyjęcie takich rozwiązań konstrukcyjnych (dobór elementów, rozmieszczenie ich na płytkach drukowanych, rozmieszczenie płytek drukowanych w urządzeniu, zastosowanie odpowiednich systemów chłodzenia, itp.), aby żaden ze stosowanych elementów czy układów scalonych nie osiągnął w czasie działania, temperatury wyższej niż dopuszczalna ze względu na czas życia, niezawodność i poprawność funkcjonowania całego urządzenia.

Pomimo opracowania szeregu wytycznych odnośnie zasad projektowania urządzeń elektronicznych, obserwuje się często popełnianie rażących błędów konstrukcyjnych. Niektóre z nich to:

- lokowanie w bezpośredniej bliskości obok siebie modułów wydzielających duże ilości ciepła;
- umieszczanie w bezpośrednim sąsiedztwie silnych źródeł ciepła podzespołów czułych na zmianę temperatury, np. rezonatorów kwarcowych obok rezystorów mocy, itp.

2. WŁYW TEMPERATURY NA PRACĘ URZĄDZEŃ ELEKTRONICZNYCH

Zapewnienie wzrostu odporności urządzeń na klimatyczne narażenia środowiskowe wymaga w pierwszym rzędzie właściwej ich konstrukcji. Dla urządzeń elektronicznych obliczenia termiczne wymagają przeprowadzenia bilansu cieplnego, to znaczy porównania ilości ciepła wytwarzanego w czasie pracy z odprowadzonym przez chłodzenie. Wysoka temperatura powoduje zmiany właściwości elektrofizycznych podzespołów (rys. 1).



Rys. 1. Wpływ wysokiej temperatury na właściwości materiałów w urządzeniach elektronicznych

Przykładowo, rezystywność powierzchniowa laminatu szklano-epoksydowego, stosowanego w płytkach drukowanych, zmniejsza się około 14 razy przy wzroście temperatury o 50 °C. Inne negatywne skutki podwyższonej temperatury dla materiałów stosowanych w urządzeniach elektronicznych to: twardnienie uszczeltek gumowych, pękanie zalew zabezpieczających podzespoły elektroniczne przed wilgocią, itp.

Na podstawie wieloletnich obserwacji i badań przyczyn uszkodzeń w eksploatowanych urządzeniach elektronicznych można sformułować następujące stwierdzenia, ilustrujące przykładowy wpływ wysokiej temperatury na niezawodność urządzeń elektronicznych [1] [2]:

- każdy wzrost temperatury złącza krzemowego tranzystora mocy o 10 °C zwiększa liczbę uszkodzeń dwukrotnie;
- dwukrotne zwiększenie uszkodzeń kondensatorów następuje przy wzroście temperatury o 15 °C a rezystorów przy wzroście temperatury o 35 °C;
- dwukrotnie maleje wytrzymałość połączenia lutowniczego przy zmianie wartości temperatury z 27 °C do 70 °C.

Podobne relacje między niezawodnością i temperaturą pracy można określić dla kompletnych podzespołów sprzętu komputerowego. Wszyscy producenci procesorów podają m.in. wartości temperatury nominalne i dopuszczalne pracy swoich układów. W większości przypadków zapewnienie temperatury nominalnej wymaga stosowania profesjonalnych układów chłodzenia – najczęściej producent podaje ich parametry w nocie aplikacyjnej wyrobu. Zastosowanie w komputerze niewłaściwego zespołu odprowadzającego ciepło z procesora i innych podzespołów może spowodować w skrajnym przypadku ich uszkodzenie. Jednakże dążenie do minimalizacji kosztów całkowitych urządzenia jest przyczyną, że wiele firm kompletujących, np. jednostki centralne komputerów PC, stosuje różnorodne tanie zamienniki układów chłodzenia.

W produkowanych do 2005 r. procesorach firmy AMD w strukturze scalonej procesora znajdował się tylko czujnik temperatury. Wybór konkretnego rozwiązania układu elektroniki, który miał reagować na sygnał z czujnika producent procesora pozostawił dla wytwórców płyt głównych. Ponieważ część producentów płyt głównych nie umieszczała takich układów zabezpieczających lub były one nieefektywne, to np. przypadkowe odłączenia radiatora od procesora powodowało, że temperatura tego ostatniego wzrastała w ciągu kilku sekund do około 370 °C, oczywiście z wiadomym skutkiem.

W procesorach f-my Intel począwszy od Pentium III producent wbudował w strukturę półprzewodnikowa procesora zarówno czujnik temperatury jak i układ elektroniczny, który przy wzroście temperatury spowalnia pracę zegara procesora. Takie rozwiązanie nie dopuszcza do

zniszczenia procesora przez zbyt wysoką temperaturę pracy nawet w najbardziej skrajnych sytuacjach, ale przy niewystarczającym chłodzeniu może obniżyć nawet o kilkadziesiąt procent maksymalną częstotliwość pracy systemu, co często jest przez użytkownika przypisywane innym przyczynom.

Następnym elementem składowym systemu komputerowego, którego niezawodność jest silnie zależna od wartości temperatury jest dysk twardy. Jako urządzenie elektromechaniczne jest on bardziej narażony na zbyt ni wzrost temperatury niż elementy półprzewodnikowe. Producenci dysków zawsze podają dopuszczalny zakres temperatur pracy. Mieści się on najczęściej w przedziale 5 – 55 °C. Dane dotyczące współczynników niezawodności, najczęściej średniego czasu między awariami – MTBF (*ang. Mean Time Between Failure*), odnoszą się do określonej temperatury nominalnej. W zależności od producenta będzie to od 25 °C do 30 °C. Według danych firmy IBM, każdy wzrost temperatury o jeden stopień Celsjusza od wartości temperatury nominalnej obniża niezawodność dysku o 2-3 % [3]. Wzrost temperatury zaledwie o pięć stopni przekłada się na 10 - 15 procentowy wzrost awaryjności. Natomiast niezawodność dysku rośnie, gdy jego temperatura spada poniżej nominalnej, oczywiście do określonej granicy. Podobne wyniki dają badania firmy Seagate. Gdy dysk przy nominalnym obciążeniu pracuje w temperaturze 40 °C, zamiast w 25 °C, prawdopodobieństwo awarii zwiększa się dwukrotnie.

Także trwałość wentylatorów układu chłodzenia komputera zmniejsza się 3-krotnie przy wzroście temperatury pracy z 20 °C do 70 °C.

W przypadku systemów alarmowych, które są często kompletowane przez firmy zajmujące się ostateczną instalacją z podzespołów pochodzących od różnych wytwórców, np. nieoptymalny dobór transformatora sieciowego może spowodować przegrzanie płyty głównej centrali alarmowej lub sterownika kontroli dostępu. Także umieszczenie w wspólnej obudowie systemu ochrony dodatkowych modułów funkcyjnych utrudnia chłodzenie, gdyż w większości przypadków w takich systemach nie stosuje się chłodzenia wymuszonego. W małych systemach alarmowych akumulator zasilania awaryjnego jest umieszczony na ogół w wspólnej obudowie z pozostałą elektroniką. Nieprawidłowe rozwiązania układów odpowiadających za ładowanie akumulatora powodują, że może on ładować się zbyt dużym prądem, co powoduje jego rozgrzewanie do znacznych wartości temperatury i przyczynia się do nieakceptowanego wzrostu temperatury otoczenia dla znajdujących się z nim w obudowie układów elektronicznych.

Istnieją nieliczne programy pozwalające zasymulować rozkład temperatury w urządzeniach elektronicznych, ale są one mało uniwersalne i tworzone na ogół dla ściśle określonej klasy

urządzeń. Dlatego też tego rodzaju dane zdobywane są głównie na drodze eksperymentu.

W dalszej części artykułu przedstawione zostanie stanowisko pomiarowe do bezkontaktowego badania rozkładu temperatury w urządzeniach elektronicznych i wybrane wyniki pomiarów.

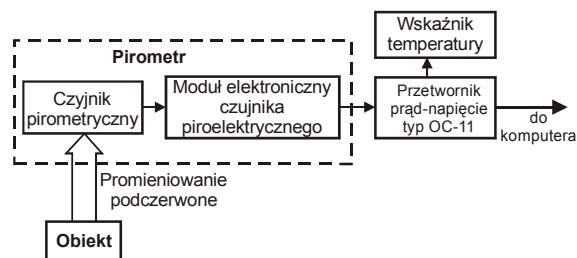
3. STANOWISKO POMIAROWE DO BEZKONTAKTOWEGO POMIARU TEMPERATURY

Na rys. 2 przedstawiono stanowisko badawcze skonstruowane w Wojskowej Akademii Technicznej umożliwiające zobrazowanie dwu lub trójwymiarowych rozkładów wartości temperatury różnorodnych modułów elektronicznych.



Rys. 2. Stanowisko pomiarowe do bezkontaktowego, przestrzennego badania rozkładu temperatury w urządzeniach elektronicznych

Obiekt poddawany badaniom temperaturowym jest umieszczony na poziomym pulpicie operacyjnym, przy czym możliwa jest pionowa lokalizacja badanego obiektu, np. dla obserwacji rozkładu temperatury w przypadku chłodzenia konwekcyjnego. Informacje o rozkładzie temperatury w badanym obiekcie są uzyskiwane w sposób bezstykowy, poprzez skaniny powierzchni badanego obiektu pirometryczną głowicą pomiarową w przestrzeni dwu - lub trójwymiarowej. Bezstykowy pomiar temperatury badanego obiektu jest realizowany za pomocą fabrycznego zestawu firmy Raytek, składającego się z czujnika pirometrycznego, modułu elektronicznego czujnika zawierającego przedwzmacniacz i przetwornika prąd-napięcie (rys. 3).



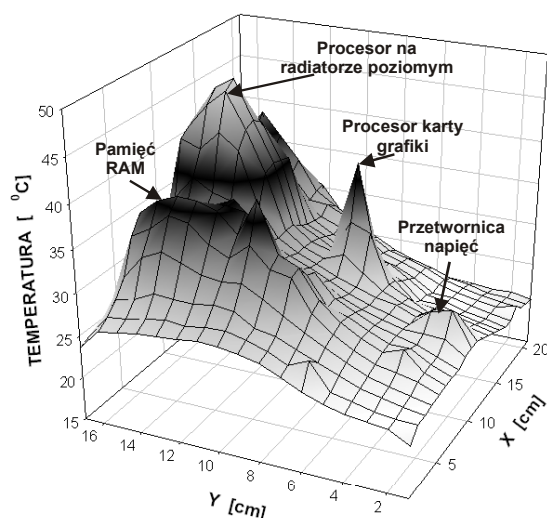
Rys. 3. Pirometr firmy Raytek wraz z przetwornikiem I/U zastosowanym w torze pomiaru bezstykowego temperatury

W zrealizowanym systemie pomiarowym zmianom temperatury w zakresie od 0 do 500 °C odpowiada na wyjściu modułu elektronicznego sygnał prądowy od 4 do 20 mA. Sygnał prądowy jest podawany na wejście przetwornika prąd-napięcie typ OC-11 firmy MR-Elektronika. Z wyjścia przetwornika dane wprowadzane są do komputera za pomocą karty funkcyjnej DAS-1601 i oprogramowania napisanego w środowisku TestPoint.

4. PRZYKŁADOWE WYNIKI POMIARÓW

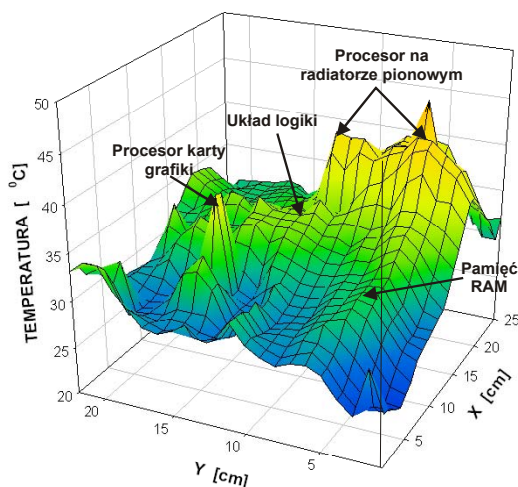
Na stanowisku przeprowadzono pomiary: płyt głównych komputerów PC z różnymi procesorami oraz płyt głównych central alarmowych różnych producentów.

PC_486



Rys. 4. Rozkład temperatury płyty głównej komputera z procesorem 486

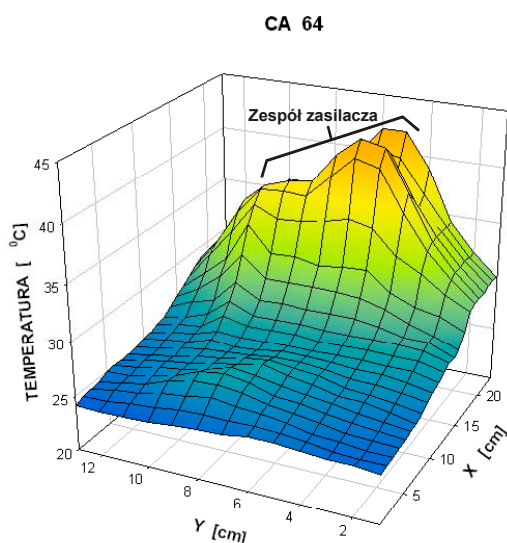
Pentium_III



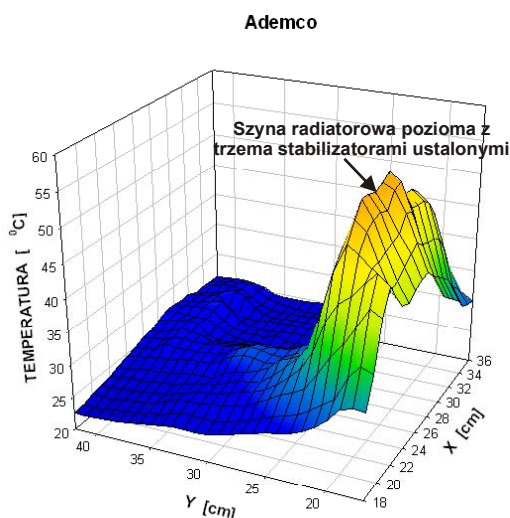
Rys. 5. Rozkład temperatury płyty głównej komputera z procesorem Pentium III

Na rys. 4 przedstawiono rozkład temperatury na płycie głównej komputera z procesorem 486 – jest to ostatnia jednostka centralna rodziny procesorów Intel, która nie wymagała wymuszonego chłodzenia. Wszystkie następne procesory rodziny Intela wymagają chłodzenia wymuszonego – jak wynika z rysunku 5 nie powoduje to znacznego obniżenia temperatury, gdyż znaczne zwiększenie ilości tranzystorów w strukturze procesora spowodowało wzrost mocy strat.

Z kolei na rys. 6 i 7 przedstawiono przestrzenne rozkłady temperatury na płytach głównych central alarmowych. Jak wynika z pomiarów płyta główna centrali CA 64 (produkcja Satel – Polska) jest właściwie zaprojektowana w aspekcie rozkładu wartości temperatury niż płyta centrali VISTA-120 (produkcja Ademco – USA).



Rys. 6. Rozkład temperatury płyty głównej centrali alarmowej CA – 64 - Satel



Rys. 7. Rozkład temperatury płyty głównej centrali alarmowej VISTA 120 - Ademco

4. PODSUMOWANIE

Temperatura i jej zmiany stanowią jeden z głównych czynników wpływających na niezawodność pracy urządzeń elektronicznych. Pomimo opracowania szeregu wytycznych odnośnie zasad projektowania urządzeń elektronicznych, obserwuje się często popełnianie błędów konstrukcyjnych. Dlatego też konieczne są pomiary rozkładu temperatury w gotowych urządzeniach elektronicznych – zbyt wysoka temperatura pracy elementów elektronicznych ma duży wpływ na niezawodność całego urządzenia. W artykule przedstawiono skonstruowane w WAT stanowisko skanowania temperaturowego małowymiarowych urządzeń elektronicznych oraz przedstawiono przestrzenne rozkłady temperatur w wybranych obiektach. Na podstawie wyników pomiarów można dokonać porównań różnych rozwiązań konstrukcyjnych urządzeń i prognozować wpływ temperatury na ich niezawodność.

LITERATURA

- [1] Praca zbiorowa pod kier. Jacka Kijaka, *Odporność klimatyczna i wytrzymałość mechaniczna sprzętu elektronicznego*. WKiŁ.
- [2] Kisiel R. *Podstawy technologii dla elektroników*. Poradnik praktyczny. Wydawnictwo BTC, 2005.
- [3] Vilsbeck Christian, *IDE – praca ciągła*. PC World Komputer 2003.



Dr inż. **Joanna ĆWIRKO** i dr inż. **Robert ĆWIRKO**, są adiunktami w Instytucie Systemów Elektronicznych, Wydziału Elektroniki WAT. Specjalizują się w technologii i diagnostyce półprzewodników, w tym szczególnie pomiarami małosygnałowymi i szumów w szerokim zakresie zmian wartości temperatury. Zajmują się też tematyką inżynierii systemów ochrony.

KONCEPCJA DIAGNOZOWANIA BEZPIECZEŃSTWA SIECI TELEINFORMATYCZNEJ

Dariusz LASKOWSKI

Wojskowa Akademia Techniczna, Wydział Elektroniki, Instytut Telekomunikacji
00-908 Warszawa, ul. Gen. S. Kaliskiego 2,
tel.: (+48)(22) 683 73 53, fax: (+48)(22) 683 90 38, email: dlaskowski@wset.edu.pl

Streszczenie

W artykule tym zawarto najważniejsze elementy koncepcji stanowiska do badania bezpieczeństwa sieci teleinformatycznej tj.: protokoły komunikacyjne, oprogramowanie systemowe stanowiące integralną część sieci z realizującą usług zabezpieczenia mających na celu przeciwdziałanie szkodliwym oddziaływaniom destruktorów. Koncepcja ta umożliwia badanie bezpieczeństwa dla protokołów IPv4 i IPv6 przez zestawienie w warunkach laboratoryjnych zintegrowanego stanowiska badawczego zapewniającego otrzymanie wyników charakteryzujących się wysokim poziomem obiektywności i wiarygodności, dotyczących oceny stosowanych lub projektowanych praktycznych rozwiązań dla systemu bezpieczeństwa.

Słowa kluczowe: system teleinformatyczny, diagnostyka komputerowa, narzędzia diagnostyczne.

DIAGNOSING TEST BED OF NETWORK SECURITY

Summary

In this paper the most important test bed conception elements used for network security tests were shown i.e. communication protocols, system software as an integral part of the network used for counteracting for damaging destructor. This conception makes possible security research for IPv4 and IPv6 by integrated test bed, matched in the laboratory conditions. This test bed guarantees getting high level objectivity and reliable results. Results estimate, used or developed, practical solutions for security system.

Keywords: network, security, computer diagnostic, diagnostic tool.

WSTĘP

Współczesne, eksploatowane sieci teleinformatyczne *STI* są podstawowym medium transmisyjnym zapewniające wiarygodny i terminowy obieg informacji. Z praktycznych obserwacji wynika, że wiarygodność jest głównym z kryteriów oceny poprawności funkcjonalnej sieci uzyskiwanej przez zapewnienie wymaganego poziomu bezpieczeństwa przekazywanych informacji pomiędzy użytkownikami sieciowymi. Dlatego też, uwzględniając swobodny przepływ informacji i wielokryterialny dostęp do zasobów sieci, adekwatnie do zaistniałej sytuacji reagować należy na oddziaływania destrukcyjne.

Waga tego problemu jest duża, zarówno dla kablowych (*LAN*, *WAN*, itp.) jak i dla bezprzewodowych (*WLAN*) sieci radiowych wykorzystujących protokoły komunikacyjny IP (ang. *Internet Protocol*). Szczególnym wariantem są *WLAN*'y, gdyż zagrożenia dla informacji przekazywanej za pomocą łącz radiowych przyjmują zmienne formy, a ich wynikiem może być np.: utrata prywatności, zniszczenie lub modyfikowanie własnych baz danych, itp.

W większości przypadków powoduje to zmniejszenie poziomu efektywności wykorzystania potencjalnych zasobów *STI*, poprzez straty różnych danych w organizacji lub ujawnienia informacji objętych tajemnicą (np. przemysłową).

Dlatego też za celowe uważa się, zamodelowanie koncepcji stanowiska badawczego uwzględniającego zmienność aplikacji systemowych. Stanowisko tego typu może zostać wykonane w oparciu zdefiniowany zbiór stacji sieciowych wzajemnie połączonych relacjami komunikacyjnymi. Przy realizacji przyjętej metodyki diagnozowania, w warunkach laboratoryjnych, można zestawić zintegrowane stanowisko badawcze umożliwiające otrzymanie wyników charakteryzujących się wysokim poziomem obiektywności i wiarygodności, dotyczących oceny stosowanych lub projektowanych praktycznych rozwiązań dla systemu bezpieczeństwa [1].

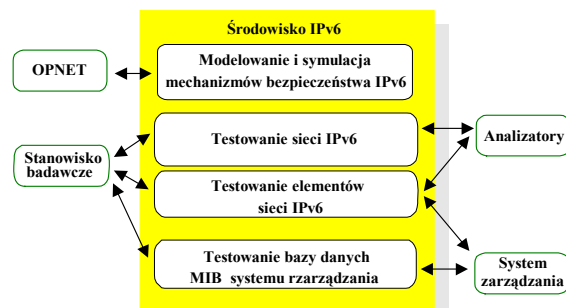
1. ZAŁOŻENIA NA SDB STI

Pod pojęciem stanowiska diagnozowania bezpieczeństwa sieci teleinformatycznej (*SDB STI*) są rozumiane zaimplementowane protokoły, oprogramowanie na powszechnego użytku komponentach teleinformatycznych, które stanowią integralną część sieci i realizując usługi ochrony mają na celu przeciwdziałanie zagrożeniom. Stanowisko badawcze będzie być wykorzystanie do realizacji następujących zagadnień:

- analizy budowy strukturalnej, zasad działania, stosowanych protokołów komunikacyjnych w oferowanych rozwiązaniach systemów bezpieczeństwa,
- badania możliwości i zakresu współdziałania systemów bezpieczeństwa,
- oceny przydatności rozwiązań mechanizmów bezpieczeństwa w określonych zastosowaniach,
- oceny rozwiązań technicznych, doboru protokołów komunikacyjnych oraz efektywności sieci transmisji danych dla potrzeb systemu bezpieczeństwa,
- weryfikacji architektury fizycznej, funkcjonalnej i informacyjnej projektowanych rozwiązań systemów bezpieczeństwa.

Funkcjonalnie stanowisko badawcze (Rys. 1) będzie obejmowało następujące aspekty badawcze:

- praktyczną ocenę systemów bezpieczeństwa,
- modelowanie i symulację.



Rys. 1. Organizacja funkcjonalna stanowiska badawczego protokołu IP [1]

W koncepcji zamierza się wykorzystać elementy procesu modelowania i symulacji z szeregiem narzędzi do projektowania i analizy systemów łączności. Jako podstawowe narzędzie proponuje się w tym profesjonalne oprogramowanie *OPNET* firmy *Opnet Technologies*. Jest ono wykorzystywane przez światową czołówkę producentów systemów teleinformatycznych, służące do projektowania i modelowania oraz analizy systemowej.

Zadaniem zespołu projektującego stanowisko będzie realizacja prac naukowo-badawczych związanych z oceną bezpieczeństwa funkcjonowania protokołu *IP* (np. wersji 4 lub wersji 6) w oparciu ukompletowanie laboratorium. Wybór wersji to zasadniczy problem ze względu na znaczenie każdego z wymienionych protokołów we współczesnych *STI*. W głównej mierze od niego

będzie zależało bezpieczeństwo, przeżywalność oraz terminowość przesyłanych informacji między komponentami sieci.

Ze względu na poziom trudności i liczbę uwarunkowań początkowych oraz protokołów *IPv6* proponuje się, aby *SDB STI* obejmowało następujące elementy:

- model sieci rzeczywistej, w której zostanie zaimplementowany protokół *IPv6*,
- aplikacje monitorujące ruch w *STI*;
- aplikacje symulacyjne w środowisku *OPNET* w którym, w miarę potrzeb analizowane będą mechanizmy zabezpieczeń oraz (w miarę możliwości) wykorzystane zostaną dane z systemu zarządzania siecią i z aplikacji monitorujących ruch telekomunikacyjny [1].

2. MODEL RZECZYWISTEJ STI

Model rzeczywistej *STI* zrealizowany zostanie w środowisku rozległym z możliwością implementacji tuneli szyfrowych lub szyfratorów *IP*. Do celów trasowania ruchu zostaną wykorzystane routery, których aplikacje zostały zaimplementowane na bazie komputerów, wyposażonych w odpowiednią liczbę i typ kart komunikacyjnych. W związku z koniecznością optymalizacji kosztów przeznaczonych na badania oraz uniwersalnością rozwiązania proponuje się:

- osadzenie aplikacji trasujących w środowisku systemu operacyjnego *Linux* posiadającego mechanizmy *IPv6*,
- w podsieciach wymieniających wiadomości zainstalowanie urządzeń monitorujących ruch pakietów i zasadniczych elementów systemu zarządzania.

Powyższe mechanizmy zapewnią zbieranie wiadomości przepływających w sieci oraz możliwość ich wykorzystania w modelach symulacyjnych a także w badaniach mechanizmów bezpieczeństwa *IPv6*.

Lokalne podsieci komputerowe zaimplementowane zostaną z wykorzystaniem rozwiązań przeznaczonych dla stacjonarnych i mobilnych komponentów sieci. Utrudnieniem jest wykorzystanie rozwiązania *WLAN*, które z jednej strony posługują się mechanizmami roamingu firm implementujących daną aplikację a z drugiej mechanizmami *Mobile IP* dostępnych w ramach *IPv6*. Uważa się, że powyższe uwarunkowania umożliwią analizę mechanizmów uwierzytelnienia informacji implementowanych w sieciach mobilnych.

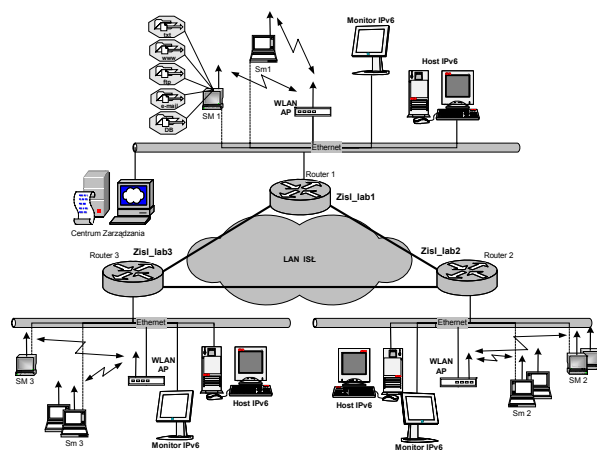
Wiadomości wymieniane w ruchu telekomunikacyjnym zbierane będą w sieci przez osadzone monitory sieci *IP* oraz będą przechowywane w celu dalszej ich analizy. Aplikacje zarządzania sieciami *IP* będą zbierać i przechowywać informacje zarządzania, które zapewnią analizę mechanizmów bezpieczeństwa

wykorzystanych w sieci IPv6. Przykładowe wykorzystanie dostępnych urządzeń zostało przedstawione na poniższym rysunku (Rys. 2.).

Element symulacyjny stanowiska do badania bezpieczeństwa protokołu IPv6 wykorzystany zostanie w celu implementacji mechanizmów bezpieczeństwa w środowisku symulacyjnym. W aplikacji *OPNET* zaimplementowane zostaną elementy bezpieczeństwa wymagające dodatkowych badań.

SDB STI badawcze systemów zarządzania będzie miało za zadanie praktyczną ocenę implementacji systemów bezpieczeństwa w IPv6. Realizacja tego procesu będzie możliwa poprzez wykorzystanie modelu sieci złożonej z następujących komponentów:

- lokalnej sieci komputerowej zbudowanej ze stanowisk umożliwiających implementację badanych systemów bezpieczeństwa i zarządzania lub jej elementów,
- dodatkowych stanowisk do monitorowania i analizy komunikacji między elementami sieci oraz do zbierania i analizy danych pochodzących od zarządzanych elementów.



Rys. 2. Wykorzystanie zasobów laboratoryjnych

Istotnymi elementami będą stanowiska do monitorowania i analizy komunikacji między elementami sieci. Będą je stanowić komputery wyposażone w aplikacje realizujące proces gromadzenia i analizy wymiany danych pomiędzy elementami sieci IPv6. Praca stanowiska będzie odbywać się w dwóch trybach:

- „on-line” z kontrolą komunikacji między aplikacjami bezpieczeństwa,
- „off-line” z gromadzeniem wymienianych danych i późniejszą ich analiza.

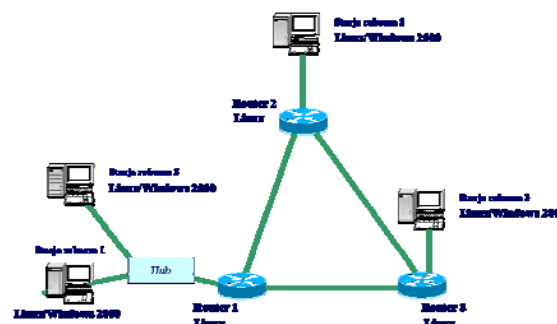
3. OPRACOWANIE I REALIZACJA MODUŁU DOŚWIADCZALNEGO STI IPv6

Aby możliwe było badanie bezpieczeństwa sieci w warunkach rzeczywistych, koniecznym staje się zbudowanie miarodajnego i wiarygodnego fragmentu sieci, w którym znajdowałyby się

zarówno elementy wykorzystywane przez użytkowników końcowych, jak również urządzenia sieciowe realizujące kierowanie ruchu w sieci. Z punktu widzenia bezpieczeństwa protokołu komunikacyjnego IPv6 nie są ważne rozmiary geograficzne sieci, lecz realizacja zdefiniowanych usług sieciowych oferowanych uprawnionym użytkownikom sieciowym z wykorzystaniem IPv6. Sieć taka powinna również zawierać fragment sieci rozległej IPv6 z mechanizmami routingu dynamicznego lub statycznego. Wobec powyższego powstała koncepcja budowy takiej sieci wygląda następująco (Rys. 3.) [1].

3.1. Moduł doświadczalny STI IPv6

Routery sieci rozległej zbudowane zostaną z wykorzystaniem platformy sprzętowej klasy PC oraz systemu operacyjnego *Linux* i *Windows XP*. Tego typu wybór podyktowany został zarówno kosztami budowy sieci (ekonomiczność) oraz rosnącą popularnością systemu *Linux*, a przede wszystkim dostępnością kodu źródłowego całego systemu.



Rys. 3. Koncepcja budowy modułu doświadczalnego sieci opartej na stosie protokołów IPv6

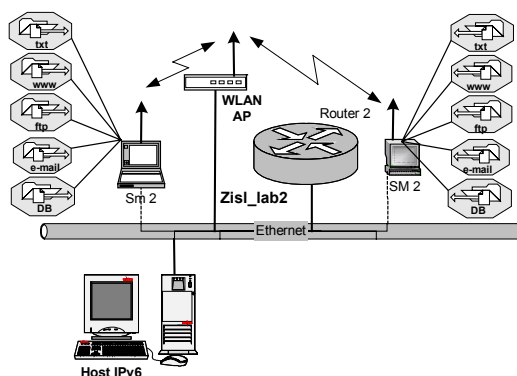
W jednej z podsieci zainstalowany zostanie serwer podstawowych usług sieciowych, które będą głównym źródłem ruchu w sieci.

Przykładowe pojedyncze stanowisko badawcze (Rys. 4, rys. 5) składa się z:

- routera (*Zisl_lab2*),
- punktu dostępowego (*WLAN AP*),
- dwóch stacji roboczych.

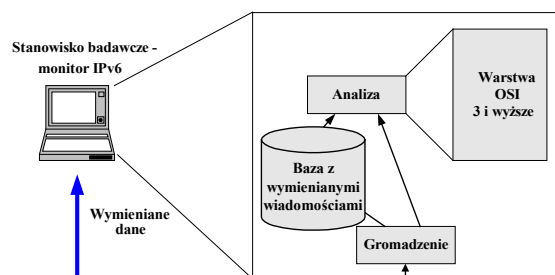
Dla potrzeb realizacji postawionego zadania wszystkie stacje robocze zostały podzielone na dwa zbiory:

- stacji roboczych (*SM X*) na bazie stacjonarnego komputera klasy PC,
- stacji roboczych (*Sm X*) na bazie mobilnego komputera (*laptopa*).



Rys. 4. Stanowisko badawcze – analizator

Aby nie wprowadzać zbędnych liczby obiektów przedstawiono tylko po jednej jednostce stacji dla dwóch typów. Zasadniczy dostęp do zasobów sieci odbędzie się poprzez łącze radiowe z wykorzystaniem punktu dostępowego¹. Jako dodatkowa możliwość (opcjonalnie) będzie możliwe zastosowanie łącza kablowego. Jest to pewnego rodzaju wariantowość rozwiązania, która może być wykorzystana do analizy otrzymanych wyników i ewentualnie dla porównawczych celów statystycznych.



Rys. 5. Schemat blokowy analizatora

3.2. Bezpieczeństwo STI IPv6

Do podstawowych wymagań dotyczących bezpieczeństwa w sieci z wykorzystaniem IPv6 należy zaliczyć:

- w zakresie elementów sieci:
 - określenie wyboru platformy sprzętowej, budowy i rozwoju aplikacji bezpieczeństwa w modelu sieci (dotyczy to systemu operacyjnego i oprogramowania elementów sieci, na którym aplikacje IPv6 będą osadzone),
 - elementy powinny zostać wyposażone w aplikacje z zaimplementowanymi funkcjonalnościami bezpieczeństwa,
 - elementy sieciowe powinny zostać wyposażone w odpowiednie aplikacje zarządzania;

- routery sieci powinny zostać wyposażone w dostępne aplikacje i oprogramowanie bezpieczeństwa zaimplementowane na protokole IPv6,
- w zakresie aplikacji monitorowania:
 - określenie wyboru aplikacji monitorowania (lub języka programowania, który zostanie wykorzystany do budowy aplikacji stanowiska badawczego bezpieczeństwa),
 - stanowisko badawcze powinno być zbudowane warstwowo zgodnie z modelem definiowanym przez IETF,
 - w zakresie aplikacji zarządzania:
 - elementy sieci powinny zostać wyposażone w dostępne aplikacje i oprogramowanie zarządzania, które zaimplementowano z wykorzystaniem protokołu IPv6;
 - aplikacja centrum zarządzania powinna być wyposażona w mechanizmy umożliwiające współpracę z sieciami IPv6.

Uwzględniając ewolucję mechanizmów związanych z IPv6, praktyczne implementacje tego protokołu określane są mianem implementacji testowych. Najchętniej wykorzystuje się aplikacje funkcjonujące pod *Linux'em*, choć protokół ten zaimplementowany został również w *Windows XP* oraz jako dodatek w systemie *Windows NT* oraz *Windows 2000*.

Analiza przeprowadzona w ramach niniejszej pracy wskazuje na to, że istnieje kilka odmian implementacji protokołu IPv6 dla *Linux'a* zależnych od ośrodków badawczego zajmującego się testowaniem i implementacją IPv6.

Podstawowym celem jest koncepcja projektu stanowiska do badania bezpieczeństwa protokołu IPv6 oraz identyfikacja potencjalnych wad tego protokołu w zakresie bezpieczeństwa przesyłanych informacji. Dlatego też należy w jak największym stopniu wykorzystać istniejące implementacje do praktycznej weryfikacji. Również badanie bezpieczeństwa protokołu z wykorzystaniem fizycznej infrastruktury jest bardziej wiarygodne niż teoretyczne rozważania, czy też eksperymenty symulacyjne przeprowadzone na modelach symulacyjnych.

Dlatego też proponuje się, nie powielanie badań symulacyjnych i wykorzystanie aplikacji testowych. Celowym jest także uzupełnienie stanowiska badawczego o modele symulacyjne elementów, które nie zostały zaimplementowane w fizycznych systemach operacyjnych. Przykładem takich elementów są aplikacje stanowiące rozszerzenie protokołu IPv6 o część mobilną (tzw. *Mobile IPv6*), lecz ogólnie dostępne oprogramowanie nie funkcjonuje stabilnie. Uwzględniając powyższe sugeruje się konieczność zbudowania modeli symulacyjnych sieci z protokołem *Mobile IPv6* będących uzupełnieniem biblioteki standardowych

¹ Dostęp do sieci *Ethernet* jest możliwy poprzez dowolny *WLAN AP*.

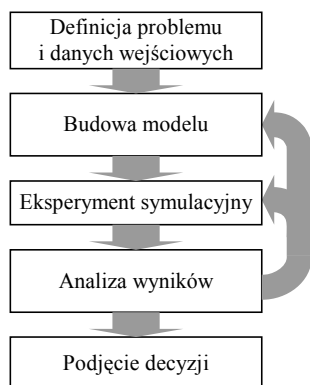
modeli *OPNET'a*. Zbudowane modele oparte będą na powszechnie dostępnych zaleceniach *IETF* oraz dokumentach tymczasowych *IETF (IETF drafts)* [8], a także na publikacjach z zakresu bezpieczeństwa protokołu *IPv6* oraz *Mobile IPv6* [11].

3.3. Pakiet symulacyjny OPNET

Optimized Network Engineering Tool to zoptymalizowane narzędzie inżynierii sieci, obecnie wykorzystywane w około 500 firmach branży: telekomunikacyjnej, lotniczej, komputerowej, łączności, multimedialnej i innych. (ALCATEL Network Systems, Aerospace Corporation, Boeing, DEC, Ericsson, General Electric, NASA, Motorola). Dziedziny zastosowań pakietu obejmują między innymi:

- modelowanie standaryzowanych sieci *LAN*, *MAN*, *WAN* i ich analizę pod względem wydajności,
- planowanie połączeń międzysieciowych (ang. *internetworking*),
- badania nad nowymi architekturami i protokołami komunikacyjnymi,
- analizę wydajności nowych technologii łączy,
- badania systemów czasu rzeczywistego np. systemy sterowania i pokładowe,
- zarządzanie zasobami (np. sieci, systemu komputerowego),
- badania systemów radiokomunikacji ruchomej,
- projektowanie sieci satelitarnych,
- projektowanie systemów łączności specjalnej np. służb celnych, wojskowych (rys. 6).

Bardzo obszerne i rozbudowane środowisko programowe pakietu szczególnie predysponuje go do modelowania, symulacji i analizy wydajności dużych i bardzo dużych sieci telekomunikacyjnych, systemów komputerowych oraz systemów rozproszonych.



Rys. 6. Schemat blokowy algorytmu *OPNET'a*

Obecnie na rynku oferowane są dwie wersje pakietu podstawowa i wzbogacona tzw. *Modeler / Radio*. Wersja podstawowa umożliwia symulację systemów stacjonarnych. Bogata biblioteka zawiera standardowe modele wykorzystywane w symulacji. Modele te obejmują m.in.: architektury sieci,

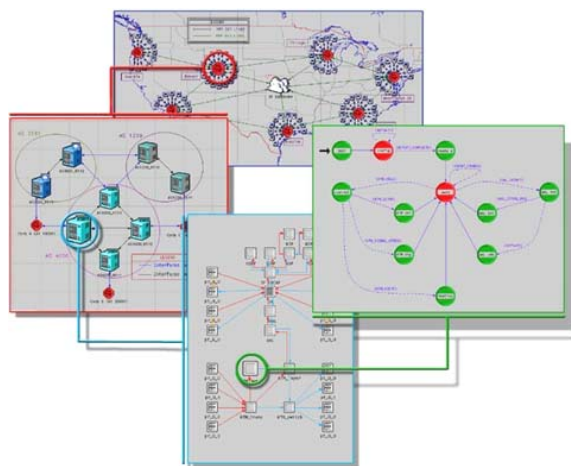
topologie, protokoły komunikacyjne, węzły sieci, kolejki, przetwarzanie informacji itd. Jako przykłady sieci i protokołów, których modele zawarto w bibliotece wymieńmy: *ETHERNET*, *TOKEN RING*, *FDDI (Fiber Distributed Data Interface)*, *ISDN (Integrated Services Digital Network)*, *B-ISDN (Broadband ISDN)*, *ATM (Asynchronous Transfer Mode)*, *HSSB (High-Speed Serial Bus)*, *LAPB (Link Access Protocol Balanced)*, *X-25*, *IP (Internet Protocol)*, *TCP (Transmission Control Protocol)*. W miarę pojawiania się nowych technologii producent czuwa nad użytkownikami pakietu i udostępnia nowe modele. Istnieje również model sieci *IPv6*, który niestety wymaga dodatkowych licencji. Ze względu jednak na ograniczenia finansowe niniejszej pracy, nie możliwe jest pozyskanie tego modelu. Dlatego też, dla potrzeb pracy, autorzy zdecydowali się na wykonanie własnych elementów bibliotecznych *IPv6*.

W wersji *Modeler/Radio* dostępne są narzędzia do modelowania łączy radiowych i ruchomych węzłów telekomunikacyjnych. Istotną różnicą w porównaniu do wersji podstawowej jest to, że modele sieci muszą uwzględniać aktualne położenie węzła w przestrzeni trójwymiarowej oraz określenie trajektorii po, której będzie poruszał się dany obiekt. Modele te zawierają szereg parametrów istotnych do modelowania tego typu systemów np. częstotliwość nadajnika, jego pasmo, moc, warunki przestrzenne dla emitowanego sygnału oraz charakterystyki anten. Standardowo zaimplementowane współczynniki np. wykorzystania kanału, sygnał-szum, czułości odbiorników są niezwykle pomocne w analizie otrzymanych wyników metodą symulacji.

OPNET posiada zaawansowany graficzny interfejs użytkownika pracujący w środowisku *X Windows* oraz *NT, 2000*. Program dostępny jest na większość znanych platform sprzętowych m.in.: *SUN*, *DEC*, *HP*, oraz *Silicon Graphics*. W skład pakietu wchodzi 8 głównych narzędzi przeznaczonych do:

- modelowania systemów,
- definiowania parametrów symulacji,
- sterowania procesem symulacji,
- analizy otrzymanych wyników.

Podstawowymi narzędziami są edytory graficzne zorientowane obiektowo (*Network Editor*, *Node Editor* oraz *Process Editor*) umożliwiające definiowanie topologii oraz architektury systemów (rys. 7).



Rys. 7. Modelowanie w narzędziu OPNET

Narzędzie to umożliwia użytkownikowi intuicyjne przejście od rzeczywistego lub projektowanego systemu do jego modelu symulacyjnego. Edytory są ukierunkowane na definiowanie modelu adekwatnym do odpowiedniego poziomu np.: sieci, węzła i procesu. Użytkownik ma więc możliwość zdefiniowania bardzo ogólnych elementów projektowanego systemu (np. położenia geograficznego sieci), podsieci czy węzła jak również elementów bardzo szczegółowych (np. protokołów komunikacyjnych), procesów i zadań realizowanych na poszczególnych stacjach w ramach określonego węzła. Takie hierarchiczne podejście zaprezentowane w pakiecie ułatwia specyfikację i prezentację dużych i złożonych sieci, ułatwiając projektowanie od ogółu do szczegółu.

Po przygotowaniu wszystkich niezbędnych elementów modelu plan eksperymentu symulacyjnego tworzony jest przy użyciu narzędzia zwanego *Simulation Tool*. Jego interfejs graficzny zbliżony do arkusza kalkulacyjnego, pozwala w wygodny sposób zaplanować m.in.: czasy symulacji, liczbę przebiegów, dane wejściowe oraz wyjściowe, oraz określić nazwy plików dla składowanych wyników.

Program symulacyjny w *OPNE'cie*, jest generowany w języku C. Proces kompilacji programu jest prowadzony automatycznie przez program lub wsadowo przez użytkownika pakietu. Ta druga możliwość zapewnia dołączanie własnych bibliotek symulacyjnych do wygenerowanego kodu programu.

3.4. Założenia modelu symulacyjnego STI

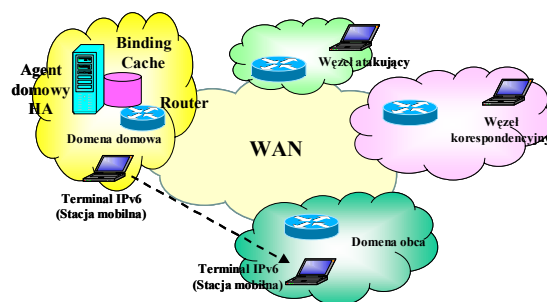
Celem symulacji komputerowej jest analiza bezpieczeństwa protokołu *Mobile IPv6* oraz identyfikacja potencjalnych zagrożeń wynikających z możliwości ataków na bezpieczeństwo protokołu *IPv6*. W związku z tym, model symulacyjny systemu wykorzystującego *IPv6* powinien uwzględniać wszystkie te elementy, które mają bezpośredni wpływ na bezpieczeństwo *IPv6*,

a symulacja komputerowa powinna pozwalać na badanie tego bezpieczeństwa. W tym celu niezbędne jest przyjęcie szeregu założeń do modelowania.

Założymy zatem, że obiektem modelowania jest sieć składająca się z następujących elementów [14], [15]:

- terminala *IPv6*,
- routera *IPv6*,
- węzła korespondencyjnego *IPv6*,
- sieci rozległej *WAN*,
- węzła atakującego.

Powyższe wymienione elementy tworzą szkielet struktury sieci wykorzystany do wykonania modeli symulacyjnych (rys. 8).



Rys. 8. Sieć IPv6 – założenia

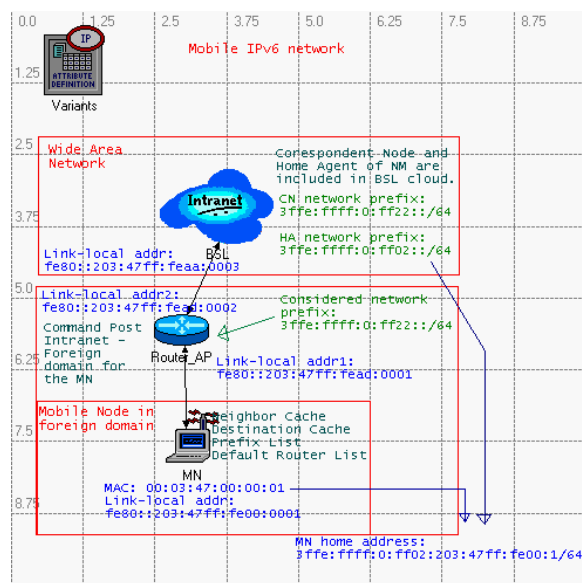
Ze względu na cel pracy i wieloaspektowość, zdecydowano się na uproszczenia, które pozwoliły na zmniejszenie modelu, do których zaliczono:

- brak dokładnego odwzorowania sieci rozległej *WAN*,
- wartości opóźnienia pakietów przechodzących przez sieć *WAN* określono z uwzględnieniem rozkładów ich prawdopodobieństw wystąpienia,
- nie odwzorowuje się trajektorii ruchu terminali mobilnych, a tylko moment pojawienia się terminala w domenie obcej,
- przyjmuje się, że terminal korespondencyjny, agent domowy oraz terminal atakujący znajdują się w oddzielnych podsieciach,
- nie rozpatruje się ataków z wnętrza sieci, w której znajduje się rozpatrywany terminal ruchomy *IPv6*.

Przyjmuje się również, że terminale w sieci dokonują konfiguracji adresów globalnych oraz adresów typu „*link-local*” automatycznie, na podstawie wiadomości rozgłoszeniowych wysyłanych przez routery (mechanizm *Neighbor Discovery* [9]) oraz na podstawie zdefiniowanych adresów *MAC* [2] - [4].

Przykładowy model sieci zgodny z przyjętymi założeniami został zaprezentowany na rysunku (rys. 9). Terminal mobilny, oznaczony na rysunku przez „*MN*” zamodelowany jest jako węzeł na stałe dołączony do routera (węzła dostępowego) oznaczonego na rysunku jako „*Router_AP*”. Router ten odwzorowuje węzeł znajdujący się w domenie obcej. Router dostępowy dołączony jest do sieci rozległej oznaczonej jako „*BSL*”. Agent domowy

(w rzeczywistości implementowany w routerach IPv6), węzeł korespondencyjny oraz węzeł atakujący zamodelowany został jako integralna część sieci rozległej BSL.



Rys. 9. Model sieci Mobile IPv6

Zatem, nie będzie symulowane ciągle przemieszczanie się terminala mobilnego, lecz:

- moment pojawienia się tego terminala w domenie obcej,
- procedury zarządzania mobilnością szczególnie narażone na atak.

Z uwagi na fakt przyjęcia zasady otwartości i uniwersalności, model sieci a także modele poszczególnych jej elementów, zawierają moduły rozszerzeń modelu o dodatkowe, niestandardowe funkcje. Moduły te, aczkolwiek widoczne na rysunkach, nie zostaną uszczegółowione w kolejnych artykułach i nie będą tutaj komentowane.

Proces symulacji powinien być realizowany do momentu, gdy czas symulacyjny osiągnie czas końca symulacji lub zebrana zostanie wymagana liczba próbek zapisanych w statystykach wynikająca z założonego błędu statystycznego. W tym czasie okresowo następuje zmiana domeny obcej przez stację mobilną. Każde przesłanie wiadomości zarządzania mobilnością (BU, BA) związane jest z uruchomieniem procedur bezpieczeństwa w węzłach pośrednich, tj. obliczanie funkcji skrótu (Hush Function) wg MD5.

WNIOSKI

Przedstawiony, w ogólnym zarysie, model stanowiska diagnozowania bezpieczeństwa sieci teleinformatycznej, może zostać zastosowany do prowadzenia eksperymentów naukowo-badawczych oszacowujących poziom bezpieczeństwem protokołu komunikacyjnego. Kolejnym etapem działań badawczych będzie:

- identyfikacja możliwych ataków do wystąpienia na sieć IPv6 na podstawie dostępnych publikacji [11]-[13],
- metodyka wykonania eksperymentów symulacyjnych,
- wykonanie symulacji komputerowych.

Pod uwagę bierze się również możliwość rozbudowy modelu o elementy, które mogą być niezbędne do realizacji specyficznych eksperymentów. Powszechnie jest bowiem wiadomo, że z dnia na dzień powstają nowe, coraz to bardziej wyrafinowane, metody ataku na bezpieczeństwo technologii internetowych, których wcześniej nie można było przewidzieć.

LITERATURA

- [1] PBS 643: *Stanowisko do badania bezpieczeństwa protokołu komunikacyjnego IP wersja 6, Sprawozdanie roczne z realizacji pracy badawczej.*
- [2] RFC2373, *IP Version 6 Addressing Architecture.*
- [3] RFC2374, *An IPv6 Aggregatable Global Unicast Address Format.*
- [4] RFC 2462, *IPv6 Stateless Address Autoconfiguration.*
- [5] RFC2401, *Security Architecture for the Internet Protocol.*
- [6] RFC2402, *IP Authentication Header.*
- [7] RFC2406, *IP Encapsulating Security Payload (ESP).*
- [8] RFC2460, *Internet Protocol, Version 6 (IPv6).*
- [9] RFC2461, *Neighbor Discovery for IP Version 6 (IPv6).*
- [10] Draft-ietf-mobileip-ipv6-15, *Mobility Support in IPv6.*
- [11] Draft-aura-mip6-bu-attacks-01, *MIPv6 BU Attacks and Defenses.*
- [12] Draft-ietf-mobileip-mip6-ha-ipsec-01: *Using IPsec to Protect Mobile IPv6 Signaling between Mobile Nodes and Home Agents*
- [13] Tuquerres G., Salvador M. R., Sprenkels R., *Mobile IP: Security & Application.*
- [14] Amanowicz M., Krygier J., Jarmakiewicz J., Maslanka K., *Mobility Management In IPv6 Tactical Networks*, Proceedings of MILCOM 2002, Anaheim USA, October 2002.
- [15] Bednarczyk M., Jarmakiewicz J., Krygier J., *The Tactical Intranet IPsec Security Concept*, RCMCIS2002, Zegrze, October 2002.



Dr inż. **Dariusz LASKOWSKI** w 1997 roku ukończył Wydział Elektroniki Wojskowej Akademii Technicznej, gdzie obecnie pracuje w Instytucie Telekomunikacji na stanowisku asystenta naukowo -

dydaktycznego. Członek *Polish Safety and Reliability Association*, stopień doktora nauk technicznych otrzymał w dyscyplinie telekomunikacja o specjalność sieci teleinformatyczne. Autor publikacji krajowych i zagranicznych, współwykonawca sześciu prac naukowo-badawczych oraz autorskich opracowań *Programu Zapewnienia Niezawodności* dedykowanych urządzeń i systemów łączności.

DYNAMIKA SILNIKA INDUKCYJNEGO Z USZKODZONĄ KLATKĄ WIRNIKA

Adam SOLBUT

Wydział Elektryczny, Politechnika Białostocka
 15-351 Białystok, Wiejska 45d, tel. 085 746 94 39, asolbut@pb.edu.pl

Streszczenie

W artykule przedstawiono model matematyczny oraz program symulacyjny dynamiki silnika asynchronicznego uwzględniający uszkodzenia klatki wirnika. Prezentowany program zrealizowano przy użyciu techniki programowania obiektowego w języku C++. Rozwiązanie takie daje możliwość szybkiej budowy aplikacji ułatwiającej testowanie algorytmów diagnostycznych.

Słowa kluczowe: maszyna asynchroniczna, diagnostyka, modelowanie i symulacja.

DYNAMICS OF INDUCTION MOTOR WITH BROKEN ROTOR BARS

Summary

The mathematical model and a program for simulation of dynamics of an asynchronous motor, including the damages of rotor bars, are presented in the paper. The presented program has been implemented using object-oriented programming techniques in C++ language. Such a solution gives an ability of quick building of applications, which can be used for testing of diagnostic algorithms.

Keywords: asynchronous motors, diagnostics, modeling and simulation.

1. WSTĘP

Diagnostyka napędów elektrycznych z silnikiem asynchronicznym, w przypadku stosowania zasilania z urządzeń przekształtnikowych, jest zagadnieniem stosunkowo trudnym. Większość badań, dostępnych w literaturze, opiera się na analizie harmonicznej prądu stojana. Pojawia się tu szereg problemów interpretacyjnych [1] związanych z istnieniem dużej liczby składowych harmonicznych generowanych przez źródło zasilania. Wpływ na ich rozkład ma także fakt różnorodności sposobów sterowania pracą układów zasilania. W literaturze światowej coraz częściej pojawiają się publikacje, w których poszukuje się innych metod diagnostycznych, wykorzystujących algorytmy takie jak transformata falkowa lub mechanizmy sztucznej inteligencji (sieci neuronowe) [3]. Z uwagi na duży stopień komplikacji zagadnień, wiążących niedoskonałość maszyny asynchronicznej oraz źródeł i algorytmów sterowania, coraz częściej poszukuje się sygnałów i wskaźników oceniających stan pracy maszyn jako całości [6]. W celu badań algorytmów diagnostycznych stosuje się symulacje numeryczne pracy układu z maszyną, uwzględniając wystąpienie awarii wirnika w postaci pękniętych prętów oraz mimośrodowego osadzenia wału. Niniejsza praca prezentuje oryginalny sposób rozwiązywania numerycznego modelu matematycznego maszyny asynchronicznej [2, 4]. Obiektowa struktura programu oraz wykorzystanie języka C++ daje możliwość niezależnego testowania fragmentów kodu odpowiedzialnych za metody numerycznego

rozwiązywania równań różniczkowych, opis numeryczny maszyny asynchronicznej, źródła zasilania oraz algorytmów sterowania i diagnostyki.

2. MODEL MATEMATYCZNY SILNIKA KLATKOWEGO

Silnik asynchroniczny klatkowy można opisać następującym układem równań różniczkowych [2, 4, 10]:

$$[u] = [R][i] + \frac{d}{dt}[\Phi] \quad (1)$$

$$J \frac{d\Omega}{dt} = T_e - f\Omega - T_0 \quad (2)$$

$$[R] = \begin{bmatrix} [R_s] & [0] \\ [0] & [R_r] \end{bmatrix} \quad (3)$$

$$[\Phi] = \begin{bmatrix} [\Phi_s] \\ [\Phi_r] \end{bmatrix} = [L][i] = \begin{bmatrix} [L_s] & [L_{sr}] \\ [L_{rs}] & [L_r] \end{bmatrix} \begin{bmatrix} [i_s] \\ [i_r] \end{bmatrix} \quad (4)$$

$$[u] = \begin{bmatrix} [u_s] \\ [0] \end{bmatrix} \quad (5)$$

$$[I] = \begin{bmatrix} [i_s] \\ [i_r] \end{bmatrix} \quad (6)$$

$$T_e = \frac{1}{2} [i]^T \left\{ \frac{d}{d\theta} [L] \right\} [i] \quad (7)$$

J - moment bezwładności wirnika;

T_e - moment elektromagnetyczny;

T_0 - moment obciążenia maszyny;

f - współczynnik tarcia;

Ω - prędkość kątowna wirnika;

i wygodnego modelowania stanów awaryjnych maszyny. Artykuł jest prezentacją takiego sposobu rozwiązywania równań różniczkowych opisujących silnik asynchroniczny. Do modelowania maszyny wykorzystano oryginalne rozwiązanie polegające na zastosowaniu biblioteki klas ułatwiających przygotowanie programów symulacyjnych [5]. Wykorzystano tu techniki programowania obiektowego w języku C++.

Budowa programu symulacyjnego z wykorzystaniem opisanej biblioteki klas wymaga jedynie dopisania do już gotowego kodu źródłowego funkcji obliczającej pochodne zmiennych stanu. Zapis kodu źródłowego takiej funkcji przyjmuje postać:

```
Inductance rs();
SetVoltage();
dI=1/L*(U-(R+dL*pulsacja)*I);
mom=(!I)*dL*I*0.5;
Mo=Ma-Mb;
pulsacja^=(Me-Mo)/J;
kat^=pulsacja;
```

Zapis ten jest równoważny obliczeniom wartości z równań 8. Wykorzystano tu możliwość definiowania operatorów matematycznych dla określonej klasy (przeciążanie operatorów). W powyższym kodzie wielkości oznaczone jako L , R to macierze występujące w równaniach 3 i 4, dL to macierz pochodnych indukcyjności w dziedzinie kąta (równania 7 i 8):

$$\frac{d[L]}{d\theta} \quad (21)$$

Wektory napięcia i prądu oraz pochodnych prądu to U , I , dI . Zmienna *pulsacja* to prędkość kątowa wirnika, a *kat* jest kątem obrotu wału wirnika. Zapis taki możliwy jest dzięki rozwiązaniom zawartym w oryginalnych bibliotekach klas przygotowanych jako kod źródłowy w języku C++.

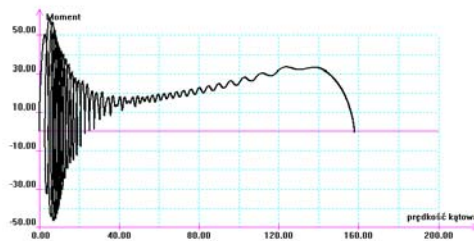
Powyższy kod wpisano do metody obliczającej pochodne zmiennych stanu w klasie dziedziczącej klasę biblioteki symulacyjnej *TModel*. Klasa taka, wraz z deklaracją opisanych zmiennych, wpisanymi parametrami maszyny oraz metoda obliczająca macierze indukcyjności L i dL , wystarcza do stworzenia pełnej wielowątkowej aplikacji symulacyjnej pracującej w środowisku Win32.

Wadą takiego rozwiązania jest konieczność pracy w kodzie źródłowym języka C++. Skompilowany program umożliwia interaktywną pracę z możliwością zapisu wyników modelowania do plików i analizę uzyskanych przebiegów w programie *Anagraf win* [8]. Proponowane rozwiązanie ułatwia analizę i porównanie danych uzyskanych w procesie modelowania numerycznego z pomiarami uzyskanymi poprzez rejestrację prądów i napięć przy pomocy oscyloskopów cyfrowych.

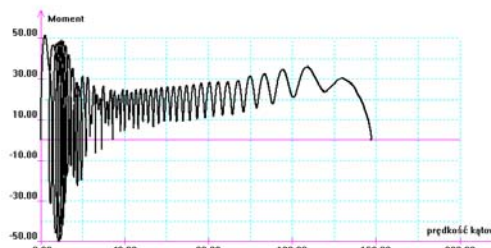
4. PRZYKŁADY ANALIZ NUMERYCZNYCH

Symulacje dynamiki maszyny uszkodzonej przeprowadzono dla 4-biegunowego ($p=2$) silnika klatkowego połączonego w gwiazdę z 25 żłóbkami wirnika. Modelowanie uszkodzonych prętów

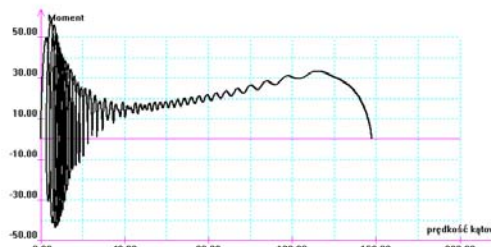
polegało na zwiększeniu rezystancji pręta. Program umożliwia łatwy i szybki dostęp do parametrów modelowanej maszyny. Celem modelowania maszyny jest tu powstanie narzędzi ułatwiających testowanie algorytmów numerycznych. W takiej sytuacji mniej istotne jest dokładne odwzorowanie parametrów maszyny a istotnym jest wygenerowanie przebiegów prądu, momentu i prędkości występujących w maszynie o różnym stopniu uszkodzenia. Ważnym elementem jest także możliwość badania wrażliwości na awarie wirnika przy różnych parametrach.



Rys. 2. Rozruch silnika – uszkodzony jeden pręt



Rys. 3. Rozruch silnika – uszkodzone trzy kolejne pręty (1, 2, 3)



Rys. 4. Rozruch silnika – uszkodzone trzy pręty (1, 6, 17)

Przeprowadzone symulacje wykazują, że zachowanie się maszyny uszkodzonej zależy nie tylko od liczby pękniętych prętów, lecz także od lokalizacji uszkodzeń na obwodzie wirnika. Na rysunku 3 przedstawiono rozruch silnika przy uszkodzonych trzech kolejnych prętach. Rysunki 2 i 4 różnią się nieznacznie, lecz rys. 2 prezentuje rozruch z uszkodzonym jednym prętem, natomiast na rys. 4 uszkodzone są trzy pręty 1, 7 i 17.

5. WNIOSKI

Przeprowadzone badania symulacyjne miały za cel sprawdzenie możliwości modelowania silnika klatkowego w naturalnym układzie odniesienia, tzn. bez żadnych transformacji równań obwodowych maszyny. Stosowane transformacje upraszczają

postać równań jedynie w przypadkach symetrii uzwojeń, symetrii rezystancji lub pominięcia niektórych składowych występujących w stanach awaryjnych maszyny. Modelowanie maszyny w naturalnym układzie odniesienia daje możliwość testowania pracy przy różnorodnych uszkodzeniach. W niniejszej pracy testowano jedynie uszkodzenia prętów klatki wirnika. Uwzględnienie innych stanów awaryjnych wymaga opracowania procedur obliczania macierzy indukcyjności i rezystancji

Duża dynamika przyrostu mocy obliczeniowej współczesnych procesorów daje możliwość wykonywania takich symulacji w stosunkowo krótkim czasie. Badania przeprowadzone (rys. 2-4) na komputerze typu PC z procesorem Intel Pentium III taktowanym częstotliwością 800 MHz wykazały, że np. rozruch maszyny z uszkodzeniami prętami wirnika, trwający w rzeczywistości ok. 2s, wymaga ok. 30 minut czasu pracy procesora. Krytycznym zagadnieniem wydłużającym obliczenia jest czas niezbędny na odwracanie macierzy indukcyjności w każdym kroku całkowania numerycznego.

Wykonane symulacje oraz testowanie możliwości wykonywania modelowania uszkodzeń klatki wirnika w naturalnym układzie odniesienia wykazują, że możliwe jest modelowanie uszkodzeń w czasie dostępnym dla przeciętnego współczesnego komputera. Jednym z wniosków wynikających z przeprowadzonych dotychczas symulacji jest znaczenie wpływu sposobu rozłożenia pęknięć prętów na obwodzie maszyny. Najgorszy efekt występuje przy przerwanych kolejno na obwodzie prętach, natomiast taka sama ilość uszkodzeń, ale rozłożonych na obwodzie wirnika, nie daje widocznych efektów (rys. 1 i rys. 3).

LITERATURA

- [1] Dybowski P.: *Wpływ zasilania napięciem odczłupionym na widmo prądów stojana cz. 2*. XIII Seminarium Techniczne: Problemy eksploatacji maszyn i napędów elektrycznych, Eksploatacja, diagnostyka i modernizacja silników elektrycznych, Ustroń Jaszowiec 19-21 maja 2004r, str. 25-29.
- [2] Houdouin G., Barakat G., Dakyo B., Destobbeleer E.: *A Method the Simulation of Inter-Turn Short Circuits in Squirrel Cage Induction Machines*. EPE-PEMC, Dubrownik & Cavtat, 2002 (on CD).
- [3] Kowalski C. T.: *Monitorowanie i diagnostyka uszkodzeń silników indukcyjnych z wykorzystaniem sieci neuronowych*. Prace Naukowe Instytutu Maszyn, Napędów i Pomiarów Elektrycznych Politechniki Wrocławskiej nr 57, Wrocław 2005.
- [4] Pawlak M.: *Modelowanie uszkodzeń wirnika silnika klatkowego przy wykorzystaniu uproszczonego modelu dwuosowego*. XLI International Symposium on Electrical Machines, Polska, Opole-Jaroslów, 14-17 June 2005, p. 88-95.

- [5] Solbut A.: *Modeling of electromechanical converters using object oriented programming techniques*. XV International Symposium Micromachines & Servosystems, Białowieża - Soplicowo 2006, str. 164-169.
- [6] Solbut A.: *Możliwości automatycznej oceny stanu układu napędowego z maszyną asynchroniczną*. Diagnostyka nr 35 (2005), str.13-16.
- [7] Solbut A.: *Simulations module on needs of modeling driving systems supplied by inverters*. Warsaw, European Simulation Multiconference ESM'99, 1-4 June 1999, p.502-504.
- [8] Solbut A.: *Możliwości wykorzystania programu ANAGRAF_WIN 5.0 do analizy danych pomiarowych z oscyloskopów cyfrowych*. VII Krajowa konferencja naukowa: Sterowanie w energoelektronice i napędzie elektrycznym SENE'2005, str. 515-520.
- [9] Spałek D., Tokarz M.: *Moment elektromagnetyczny silnika indukcyjnego zasilanego przez sterownik napięcia przemiennego o przewodzeniu wielokrotnym*. XLI International Symposium on Electrical Machines, Polska, Opole-Jaroslów, 14-17 June 2005, p. 43-48.
- [10] Sobczyk T. J.: *Metodyczne aspekty modelowania matematycznego maszyn indukcyjnych*. WNT, Warszawa 2004.



Dr inż. **Adam SOLBUT** jest pracownikiem Wydziału Elektrycznego Politechniki Białostockiej od 1982 roku. W 1994 roku uzyskał stopień doktora nauk technicznych na podstawie rozprawy pt.: „Analiza i badania porównawcze silnika indukcyjnego 6-fazowego i 3-fazowego zasilanego z falownika napięcia”.

W ramach pracy zawodowej zajmuje się zagadnieniami maszyn elektrycznych zasilanych napięciem odczłupionym od sinusoidy. W badaniach wykorzystuje oryginalne autorskie oprogramowanie wspomagające analizę wyników pomiarów laboratoryjnych oraz własne opracowania programów symulacyjnych.

Artykuł został opracowany w ramach pracy własnej W/WE/7/06

OPTIMALIZACJA STRUKTURY NIEZAWODNOŚCIOWEJ CZUJKI TEMPERATURY W SYSTEMIE BEZPIECZEŃSTWA

Jacek PAŚ, Tadeusz DĄBROWSKI

Instytut Systemów Elektronicznych, WEL, Wojskowa Akademia Techniczna
ul. S. Kaliskiego 2, 00-908 Warszawa, jpas@wel.wat.edu.pl, tdabrowski@wel.wat.edu.pl

Streszczenie

Każdy system bezpieczeństwa zainstalowany w obiekcie powinien posiadać podsystem sygnalizacji pożaru. Aby taki podsystem mógł wykonywać swoje zadania z określonym prawdopodobieństwem zdatności powinien posiadać optymalną strukturę wewnętrzną. W artykule zaproponowano, na podstawie symulacji komputerowej, określoną strukturę czujki temperatury, która wchodzi w skład systemu ochrony obiektu. Dla optymalnej struktury czujki temperatury zaproponowano rozwiązanie układowe gwarantujące wymaganą czułość oraz prawdopodobieństwo zdatności.

Słowa kluczowe: system bezpieczeństwa, czujka temperatury, symulacja komputerowa.

OPTIMALISATION OF STRUCTURE OF RELIABLE TEMPERATURE SENSOR IN A SECURITY SYSTEM

Summary

Each security system installed in an object should have a sub-system of fire security. Such a system should have an optimal internal structure so that it could perform its operation with a defined probability of avoiding damage. On the basis of computer simulation, the article proposes optimal structure of temperature sensor, which is part of a secured object. For an optimal structure of a temperature sensor, a project was proposed increasing sensibility and probability of avoiding damage.

Keywords: security system, temperature sensor, computer simulation.

1. WSTĘP

Najogólniej system bezpieczeństwa można zdefiniować jako system detekcji zagrożeń i przeciwdziałania destrukcyjnym procesom. Jest to zespół środków technicznych i zasad postępowania mający na celu zapewnienie stanu bezpieczeństwa określonego obiektu (człowieka lub mienia) w przestrzeni i zachowanie jego substancji. Oddziaływanie na system bezpieczeństwa wymuszeń zewnętrznych (napad, włamanie, pożar, itp.) lub wewnętrznych (pożar, kradzież, itp.) musi wywołać jego zadziałanie. Prawidłowe działanie systemu bezpieczeństwa zależy od wielu zmiennych (np. czynników elektromagnetycznych, klimatycznych, mechanicznych; zasileniowych, uszkodzeń poszczególnych elementów wchodzących w skład systemu itd.). Sygnał wyjściowy systemu bezpieczeństwa powinien być dwustanowy: 0 – brak zagrożeń i system bezpieczeństwa jest zdatny, 1 – występują zagrożenia lub system jest niezdatny. Dlatego bardzo ważnym zagadnieniem w systemach bezpieczeństwa jest dozorowanie stanu poszczególnych części składowych systemu (np. czujek, kamer, central alarmowych, systemów kontroli dostępu, zasilaczy) i dostarczanie informacji o ich stanie. Posiadanie tej informacji pozwala

operatorowi systemu na natychmiastową naprawę niezdatnych elementów, wymianę lub włączenie urządzeń rezerwowych do pracy. Aby system bezpieczeństwa pracował bezawaryjnie powinien posiadać odpowiednią strukturę niezawodnościową. W systemie tym do sygnalizacji powstania pożaru stosowane są czujki temperatury. Powinny one wytwarzać na swoim wyjściu sygnał alarmowy po przekroczeniu określonej temperatury panującej np. w pomieszczeniu. Aby czujka temperatury prawidłowo określała temperaturę oraz charakter jej zmian powinna charakteryzować się określoną czułością. Czułość w przypadku bezstykowego pomiaru temperatury, za pomocą elementów elektronicznych, można zdefiniować jako stosunek zmiany wartości napięcia wyjściowego na elemencie pomiarowym do wywołującej tę zmianę temperatury. Celem pracy jest zaproponowanie optymalnego rozwiązania pojedynczej czujki – nadzorującej określone pomieszczenie – pod względem czułości oraz struktury niezawodnościowej. W tym celu przeprowadzono symulację temperaturową za pomocą programu SPICE dla różnych struktur niezawodnościowych czujek oraz obliczono ich czułości. Dla optymalnej

czujki temperaturowej (charakteryzującej się maksymalnym prawdopodobieństwem zdatności zadaniowej oraz maksymalną czułością) zaproponowano rozwiązanie układowe. Przyjęty elektroniczny układ pomiaru temperatury został poddany badaniom niezawodnościowym polegającym na obserwacji zmian czułości czujki pod wpływem uszkodzenia poszczególnych segmentów mierzących temperaturę.

2. PRZECIWOPOŻAROWY AUTOMATYCZNY SYSTEM BEZPIECZEŃSTWA

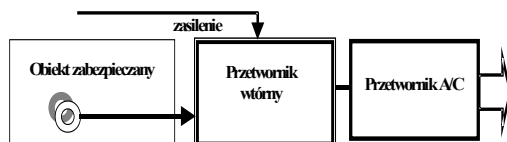
Automatyczne urządzenie sygnalizacji pożarowej (AUSP), stanowiące część systemu bezpieczeństwa, ma za zadanie możliwie wczesne wykrywanie pożaru oraz sygnalizowanie i alarmowanie o nim w celu podjęcia odpowiednich działań, takich jak: ewakuacja ludzi i mienia, wezwanie straży pożarnej za pomocą systemów transmisji alarmu oraz automatycznego uruchomienia procesów gaszenia. W skład tego urządzenia wchodzi następujące podstawowe elementy: centrala sygnalizacji pożarowej wraz z systemem zasilania w energię elektryczną, automatyczne czujki pożarowe, nieautomatyczne czujki pożarowe zwane potocznie ręcznymi ostrzegaczami pożaru, urządzenia transmisji sygnałów alarmu oraz sygnalizatory alarmowe [2].

AUSP działa prawidłowo wtedy, gdy jest wyposażony w określoną czujkę, która dokonuje pomiaru temperatury. Temperatura jest jedną z ważniejszych wielkości charakteryzujących wiele procesów, w tym proces powstawania pożaru.

Pomiar temperatury metodami elektrycznymi, wykazuje wiele zalet, do których można zaliczyć: łatwość przetwarzania, wzmacniania i przekazywania sygnałów pomiarowych.

Wprowadzenie techniki cyfrowej umożliwiło nie tylko przesyłanie danych pomiarowych niemal bez zakłóceń, ale dodatkowo umożliwiło akwizycję i ułatwiło sterowanie procesem. Przykładowy układ do pomiaru temperatury metodami elektrycznymi przedstawiono jak na rys. 1. Jako czujki pomiarowe mogą być użyte:

- ⇒ rezystancyjne przetworniki temperatury,
- ⇒ półprzewodnikowe przetworniki temperatury,
- ⇒ przetworniki termoelektryczne (termopary).



Rys.1. Schemat układu pomiaru temperatury w systemie bezpieczeństwa

Parametrycznymi przetwornikami temperatury są złącza półprzewodnikowe. Napięcie przewodzenia złącza jest funkcją temperatury. Jeżeli prąd płynący

przez złącze ma stałą wartość, to zmiana napięcia przewodzenia diody krzemowej jest w przybliżeniu proporcjonalna do temperatury złącza. Złącze półprzewodnikowe stosuje się do pomiaru temperatury w zakresie $(-50 \div +150)^\circ\text{C}$. Stosowane do pomiaru temperatury diody mogą być spolaryzowane w kierunku przewodzenia lub zaporowym. W przypadku spolaryzowania diody w kierunku przewodzenia napięcie złącza osiąga wartość bariery potencjału – dla krzemu wynosi ona około 0,7 [V], a dla germanu około 0,2 [V]. Warstwa zaporowa zostaje zlikwidowana, nośniki większościowe (dziury i elektrony) swobodnie przepływają przez złącze. Wartość tego napięcia zwanego dyfuzyjnym można obliczyć wg wzoru:

$$U_D = \frac{kT}{q} \ln \frac{N_A N_d}{n_i^2} \quad (1)$$

gdzie: q - ładunek elektronu, k - stała Boltzmanna, T - temperatura bezwzględna [K], N_A - koncentracja akceptorów, N_d - koncentracja donorów, n_i - koncentracja samoistna półprzewodnika.

Stała $kT/q = U_T$ nosi nazwę potencjału elektrokinetycznego, który zależy od temperatury i dla $T = 300$ [K] wynosi $U_T = 26$ [mV]. Charakterystykę napięciowo-prądową diody półprzewodnikowej opisuje równanie:

$$I_F = I_R [\exp(\frac{U_F}{U_T}) - 1] \quad (2)$$

gdzie: I_F - prąd diody w kierunku przewodzenia, I_R - prąd złącza który płynie w kierunku zaporowym przy doprowadzeniu napięcia o polaryzacji wstecznej. Przy założeniu, że $I_F \gg I_R$ można zapisać równanie:

$$U_F = U_T \ln \frac{I_F}{I_R} \quad (3)$$

czyli:

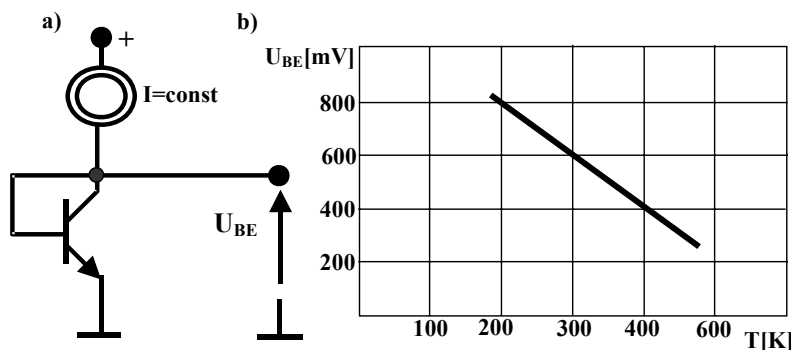
$$\Delta U_F = \Delta T \frac{k}{q} \ln \frac{I_F}{I_R} \quad \text{lub} \quad \frac{\Delta U_F}{\Delta T} = S_T \quad (4)$$

Dla większości diod krzemowych temperaturowy współczynnik zmian napięcia wynosi około $S_T = -2$ [mV/K].

Ze względu na swoją budowę wewnętrzną tranzystor bipolarny jest elementem o charakterystyce zależnej od temperatury, napięcie baza-emiter maleje o około 2 [mV/K]. Na rys. 2a tranzystor w układzie diodowym pracuje przy stałym prądzie. Uzyskuje się wtedy zależność temperaturową napięcia baza-emiter przedstawioną na rys. 2b.

W temperaturze pokojowej napięcie U_{BE} osiąga wartość około 600 [mV]. Przy wzroście temperatury o 100 [K] maleje o 200 [mV], a przy spadku temperatury odpowiednio wzrasta. Współczynnik temperaturowy wynosi więc:

$$\frac{\Delta U_{BE}}{U_{BE} \Delta T} = 0,3 \text{ [\% / K]}. \quad (5)$$



Rys. 2. Tranzystor w układzie diodowym. Zależność napięcia baza-emiter od temperatury

Rozrzut napięć przewodzenia i współczynników temperaturowych tranzystorów jest dosyć znaczny. Z tego względu pojedyncze tranzystory stosuje się obecnie do pomiarów temperatury tylko w przypadku niewielkich wymagań co do dokładności. Lepszym rozwiązaniem są układy których zasada pracy oparta jest na pomiarze różnicy napięć U_{BE} dwóch tranzystorów pracujących przy różnych prądach.

3. OPTYMALIZACJA STRUKTURY NIEZAWODNOŚCIOWEJ CZUJKI TEMPERATURY

System bezpieczeństwa powinien wykonywać swoje zadania z możliwie wysoką niezawodnością, dlatego powinien posiadać optymalną strukturę. W systemie spotyka się najczęściej obiekty, które mają strukturę szeregową, równoległą, szeregowo-równoległą, równoległą-szeregową. Stosowanie określonej struktury w systemie bezpieczeństwa podyktowane jest klasą chronionego obiektu.

Podstawowymi czynnikami, które mają wpływ na zastosowaną przez projektanta zabezpieczeń, klasę systemu alarmowego są: stopień zagrożenia osób i ewentualnie możliwa wielkość szkód, naturalna odporność obiektu chronionego na niesprzyjające oddziaływanie czynników zewnętrznych. Im większy stopień zagrożenia oraz surowsze warunki środowiskowe, tym wyższej klasy powinien być system alarmowy.

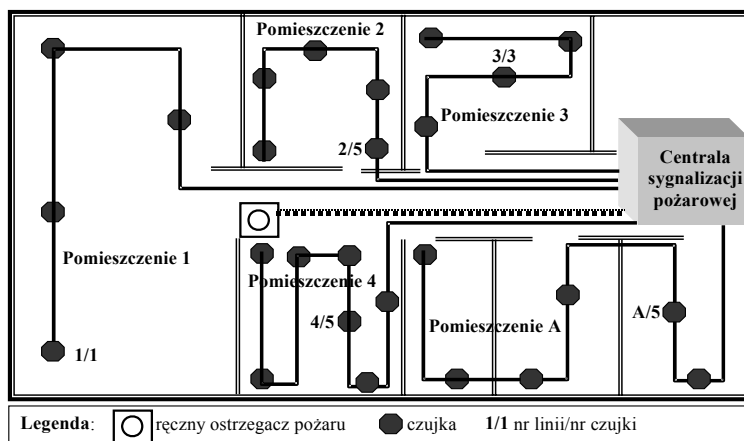
Według normy PN-93/E-08390/14 elektroniczne systemy podzielono na cztery klasy, od SA1 do SA4. W każdej z tych klas znajdują się czujki temperaturowe, których zadaniem jest informowanie o wystąpieniu pożaru w ochranianym obiekcie. Aby cały system bezpieczeństwa mógł wypełniać swoje zadanie należy zoptymalizować strukturę połączeń oraz zapewnić niezawodne działanie pojedynczej czujki temperatury. Przykładowe połączenia czujek w ochranianym obiekcie przy pomocy systemu nieadresowalnego z liniami promieniowymi przedstawiono na rys. 3. Pożar lub uszkodzenie czujki znajdującej się w linii

dozorującej pomieszczenie powoduje wywołanie alarmu w centrali sygnalizacyjnej. Jeżeli linia alarmowa obejmuje pojedyncze pomieszczenie (linie 1-4) to centrala alarmowa określi, w którym pomieszczeniu wystąpiło zdarzenie. Natomiast jeżeli linia obejmuje kilka pomieszczeń (jak w przypadku linii nr 5) to nie można jednoznacznie określić, w którym pomieszczeniu wystąpiło uszkodzenie lub pożar. Ważnym problemem w projektowaniu systemu bezpieczeństwa jest zaproponowanie takiej struktury niezawodnościowej czujki, aby do centrali alarmowej docierały informacje o pożarze w ochranianym obiekcie (np. informacja cyfrowa w postaci 0-brak pożaru, 1-pożar) oraz o stanie technicznym czujki (np. zmniejszenie się czułości, spadek napięcia zasilającego, zmiana prądu zasilającego itp). W opracowaniu przedstawiono różne struktury pojedynczej czujki temperatury zwiększające jej niezawodność oraz czułość. Jako czujki zostały wykorzystane elementy półprzewodnikowe – dioda lub tranzystor.

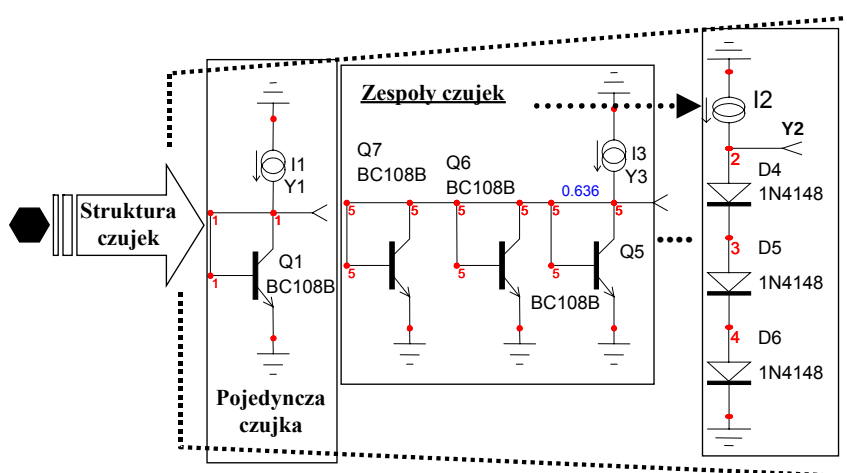
4. PROJEKT UKŁADOWY ROZWIĄZANIA OPTYMALNEJ CZUJKI

Optymalizacja wewnętrznej struktury czujki temperatury pod względem niezawodnościowym oraz czułościowym została przeprowadzona przy zastosowaniu symulacji komputerowej za pomocą programu SPICE. Program ten umożliwia symulację zachowania się elementów elektronicznych takich jak dioda czy tranzystor w różnych temperaturach.

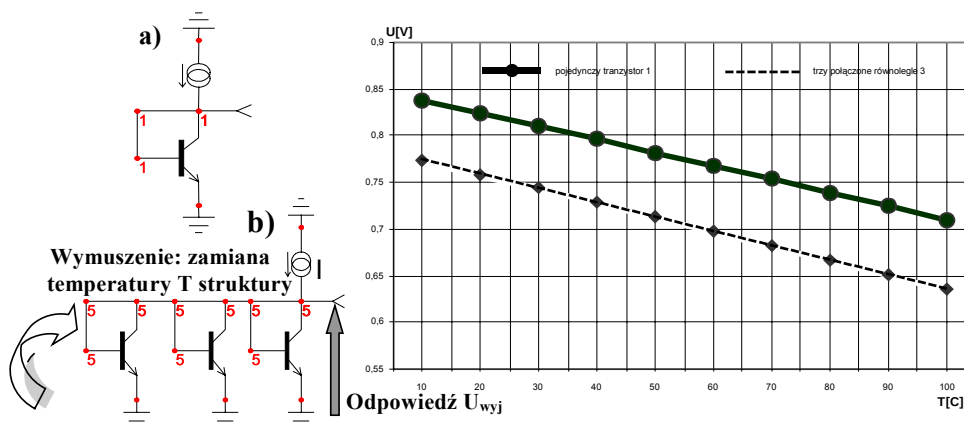
Badaniom poddano wybrane struktury (rys. 4) niezawodnościowe, od najprostszych (pojedynczy element półprzewodnikowy), do bardziej złożonych (np. połączenie szeregowo-równoległe elementów półprzewodnikowych). Dla wybranych struktur niezawodnościowych określono czułość temperaturową czujki. Czułość zdefiniowano jako stosunek przyrostu napięcia wyjściowego czujki do wywołującej tę zmianę temperatury (rys. 5).



Rys. 3. Przykład systemu bezpieczeństwa z nieadresowalnymi dozorującymi liniami promieniowymi



Rys. 4. Przykłady struktur niezawodnościowych czujek temperatury



Rys. 5. Wybrane struktury niezawodnościowe czujek temperatury (a, b) oraz przebieg zmian napięcia wyjściowego w funkcji wymuszenia w postaci zmiany temperatury struktury

Dla różnych połączeń elementów półprzewodnikowych mierzących temperaturę w czujce obliczono czułość oraz nieuszkodzalność, co zostało przedstawione w tab. 1. Założono, że intensywność uszkodzeń jest stała $\lambda(t) = \lambda = \text{const}$, a prawdopodobieństwo zdatności elementów półprzewodnikowych podlega rozkładowi wykładniczemu. Dla rzeczywistych elementów półprzewodnikowych wartości intensywności uszkodzeń λ są następujące:

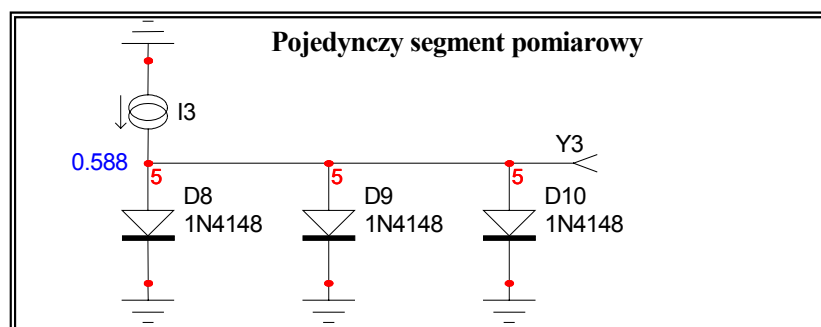
- dla tranzystora BC 108 $\lambda = 6,3 \cdot 10^{-6}$ [1/h];
- dla diody krzemowej $\lambda = 1 \cdot 10^{-6}$ [1/h].

W obliczeniach wartości prawdopodobieństwa zdatności założono że elementy półprzewodnikowe tworzące strukturę czujki będą eksploatowane przez czas $t = 17\,520$ h (odpowiada to czasowi eksploatacji równemu 2 lata).

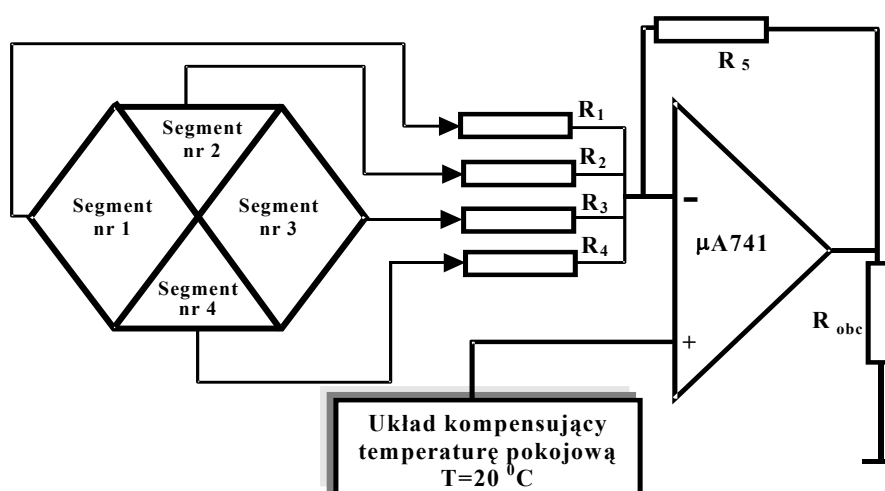
Ze względu na różne wartości czułości oraz nieuszkodzalności $R(t)$ założono że w systemie bezpieczeństwa powinna znajdować się czujka posiadająca maksymalną wartość $R(t)$. Optymalna czujka powinna więc posiadać diody jako elementy

półprzewodnikowe mierzące temperaturę. Struktura ta posiada czułość równą $1,725$ [mV/°C] oraz maksymalną wartość nieuszkodzalności $R(t)$.

Dla optymalnej struktury zbudowano czujkę temperatury w oparciu o wzmacniacz operacyjny $\mu A741$. Wzmacniacz ten posiada odpowiednie parametry techniczne (duży współczynnik CMRR ≈ 70 dB, małą wartość współczynnika cieplnego napięcie niezrównoważenia 10 [$\mu V/^{\circ}C$]), które umożliwiają dalsze przetwarzanie sygnału w systemie bezpieczeństwa. **Aby zwiększyć wartość nieuszkodzalności $R(t)$ oraz czułość układu mierzącego temperaturę zaproponowano strukturę mozaikową czujki z kompensacją temperatury pokojowej** (rys. 7). Uszkodzenie któregośkolwiek segmentu (rys. 6) w zaproponowanym rozwiązaniu powoduje jedynie obniżenie czułości całego układu.



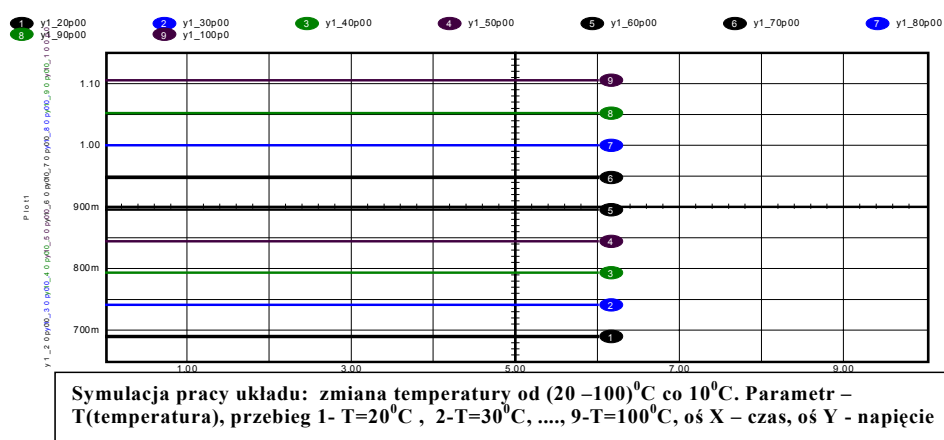
Rys. 6. Budowa pojedynczego segmentu pomiarowego czujki temperatury



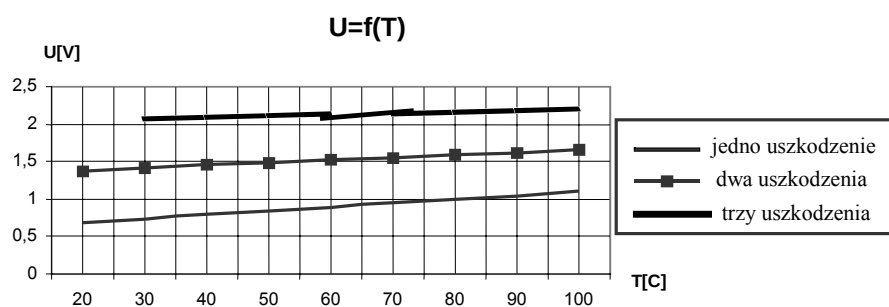
Rys. 7. Mozaikowa struktura czujki temperatury z układem kompensacyjnym

Tab. 1. Czulości struktur niezawodnościowych czujek temperaturowych oraz wartość nieuszkodzalności R

Rodzaj struktury		Czułość [$\text{mV}/^{\circ}\text{C}$]	Wartość R dla danej struktury
Tranzystory	Pojedynczy tranzystor	1,4	0,896
	Połączenie szeregowe	4,25	0,719
	Połączenie równoległe	1,53	0,9995
Diody	Pojedyncza dioda	1,53	0,982
	Połączenie szeregowe	4,5	0,947
	Połączenie równoległe	1,725	0,9999
Tranzystory	Szeregowo-równoległe	4,44	0,99776
	Równoległa - szeregowa	3,395	0,9679



Rys. 8. Zmiana napięcia wyjściowego czujki w funkcji zmian temperatury zewnętrznej



Rys. 9. Symulacja uszkodzeń poszczególnych segmentów czujki temperatury i ich wpływ na czulość całego układu

Na rys. 8 przedstawiono wyniki symulacji komputerowej mozaikowego czujki poddanej oddziaływaniu temperatury zewnętrznej zmieniającej się w zakresie $+(20\div 100)^{\circ}\text{C}$. Pojedynczy segment charakteryzuje się bardzo małą wartością czułości. Zwiększenie tego parametru czujki to propozycja układu składającego się z czterech segmentów. Dla takiej struktury następuje wzrost czułości do wartości równej $6,84\text{ [mV}^{\circ}\text{C]}$. Uszkodzenie któregośkolwiek segmentu powoduje jedynie spadek czułości całego układu bez utraty zdolności funkcjonalnej i zadaniowej. Zadaniem konstruktora takiej czujki jest jedynie określenie dopuszczalnego spadku czułości czujki wykrywającej pożar w systemie bezpieczeństwa.

W efekcie badań określono, że uszkodzenia poszczególnych segmentów czujnika powodują spadek czułości o:

1. jeden segment – czułość $5,14\text{ [mV}^{\circ}\text{C]}$, spadek czułości o 24,9%;
2. dwa segmenty – czułość $3,5\text{ [mV}^{\circ}\text{C]}$, spadek czułości o 51,2%;
3. trzy segmenty – czułość $1,725\text{ [mV}^{\circ}\text{C]}$, spadek czułości o 74,9%.

5. WNIOSKI

Zastosowanie czujek temperaturowych w systemie bezpieczeństwa ma za zadanie wykrywanie i sygnalizację powstania pożaru w ochranianym obiekcie. Zastosowana czujka powinna prawidłowo reagować na wzrost temperatury. Jedną z podstawowych wielkości technicznych charakteryzujących czujki jest czułość. Od tego parametru czujki zależy między innymi czas zadziałania automatycznego systemu przeciwpożarowego. Zmiana temperatury pod wpływem pożaru w ochranianym obiekcie powinna powodować odpowiednio duże zmiany wartości napięcia wyjściowego pojedynczej czujki. Zastosowane czujki temperaturowe w systemie bezpieczeństwa powinny także charakteryzować się dużym prawdopodobieństwem utrzymania zdolności. Połączenie tych dwóch wymagań umożliwia konstruowanie czujek, które mogą nadzorować pomieszczenia objęte automatycznym system sygnalizacji pożarowej. Zaproponowane w artykule rozwiązanie układowe czujki temperatury łączy właśnie te dwie cechy. Dla różnych struktur półprzewodnikowych otrzymano zróżnicowane wartości czułości (tab. 1). Okazuje się jednak że nie zawsze maksymalna czułość odpowiada maksymalnej wartości nieuszkodzalności (patrz tab.1, czułość $4,5\text{ [mV}^{\circ}\text{C]}$ przy szeregowym połączeniu elementów półprzewodnikowych, w tym wypadku diod). Aby zbudować czujkę temperaturową o określonej czułości i zadaniem prawdopodobieństwie zdolności wykorzystano segmentowe połączenie elementów.

Każdy segment niezależnie realizuje pomiar temperatury, a napięcia wyjściowe są sumowane na wejściu wzmacniacza operacyjnego. Tak zbudowany układ ma bardzo dużą czułość ($6,84\text{ [mV}^{\circ}\text{C]}$), którą można jeszcze zwiększyć dodając więcej segmentów pomiarowych. Uszkodzenie segmentu pomiarowego powoduje jedynie spadek czułości czujki przy braku sygnalizacji niezdatności całego urządzenia (wszystkie segmenty zdadne – czułość $6,84\text{ [mV}^{\circ}\text{C]}$, uszkodzenie dwóch segmentów to czułość $3,5\text{ [mV}^{\circ}\text{C]}$ – spadek czułości o 50%).

LITERATURA

- [1] Dąbrowski T.: *Diagnozowanie systemów antropotechnicznych w ujęciu potencjałowo-efektowym*. WAT, Warszawa 2001, ss. 247.
- [2] Rząsa M., Kiczma B.: *Elektryczne i elektroniczne czujniki temperatury*. WKŁ, Warszawa 2005.
- [3] Migdalski J.: *Inżynieria niezawodności – poradnik*. ATR, Bydgoszcz 1992.
- [4] Normy i akty prawne.
- [5] PN-ISO6790/Ak: 1997. *Symbole i urządzenia do zabezpieczeń przeciwpożarowych i zwalczania pożarów*.
- [6] PN-ISO 8421-3: 1996. *Ochrona przeciwpożarowa Wykrywanie pożaru i alarmowanie – Terminologia*.
- [7] *Wytyczne projektowania automatycznych urządzeń sygnalizacji pożarowej*. Opracowanie wydane przez Centrum Naukowo-Badawcze Ochrony Przeciwpożarowej i Stowarzyszenie Inżynierów i Techników Pożarnictwa.
- [8] PN-E-08390-5: 1999. *Sygnalizatory*.
- [9] *Zarządzanie bezpieczeństwem obiektu. Bezpieczeństwo teleinformatyczne. Wymagania prawne i normatywne*. Opracowanie wydane przez Zakład Rozwoju Technicznej Ochrony Mienia.
- [10] PN-EN 50130 – 4: 1995. *Kompatybilność elektromagnetyczna*.
- [11] PN-92/M-51004/05. *Części składowe automatycznych urządzeń sygnalizacji pożarowej. Czujki temperatury*.
- [12] PN-E-08350-14 (2000). *Systemy sygnalizacji pożarowej – Wytyczne projektowania, wykonywania, odbioru, użytkowania i konserwacji instalacji*.



Mgr inż. **Jacek PAŚ** – jest pracownikiem naukowo-dydaktycznym Instytutu Systemów Elektronicznych Wojskowej Akademii Technicznej w Warszawie. Prowadzi zajęcia między innymi z przedmiotów „Układy analogowe”, „Podstawy eksploatacji”. Głównym obszarem jego zainteresowania jest kompatybilność elektromagnetyczna z zakresu małych częstotliwości oraz eksploatacja systemów 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 (w aspekcie użytkowym i bezpieczeństwa); optymalizacja procesów diagnostyczno-obserwacyjnych; komputerowe wspomaganie procesu diagnostyczno-obserwacyjnego.

MONITOROWANIE WYDŁUŻENIA LINY STALOWEJ W DŹWIGU OSOBOWYM W STANIE RZECZYWISTYM

Paweł LONKWIC

Politechnika Lubelska, Wydział Mechaniczny, Katedra Podstaw Inżynierii Produkcji,
ul. Nadbystrzycka 36, 20-618 Lublin, e-mail: plonkwic@gmail.com

Streszczenie

Typowe układy dźwigowe oparte na zasadzie działania sprzężenia ciernego między kołem, a liną są narażone w warunkach ekstremalnych na nadmierne zużycia. Zużycie może się objawiać jako zmiana przekroju poprzecznego np.: rowków linowych w kole lub wydłużeniem lin nośnych, co pociąga za sobą zmianę przekroju poprzecznego liny. W związku z tym, przestoje związane ze skróceniem lin po nadmiernym wydłużeniu, powodują wzrost kosztów eksploatacji dźwigu. Dodatkowo, nie można przewidzieć w jakim czasie nastąpi wydłużenie lin do wartości krytycznej. Oznacza to skomplikowany charakter zależności pomiędzy poszczególnymi parametrami pracy przy obecności wielu sprzężeń. Analiza opracowań o charakterze teoretycznym pozwala wnioskować, że rozwiązanie tego problemu można znaleźć stosując do monitorowania parametrów pracy systemy, oparte na czujnikach umieszczonych w szybie. System taki powinien zapewnić właściwe monitorowanie pracy układów transportowych oraz inteligentne sterowanie opierające się na analizie parametrów charakterystycznych dla danego obiektu, a mogących wpłynąć na wystąpienie stanów krytycznych.

Słowa kluczowe: dźwig osobowy, układy linowe monitorowanie.

MONITORING OF EXTENSION ROPE IN A ELEVATOR IN REAL TIME

Summary

The typical lifts leaning on principle arrangements of working of coupling friction between wheel, and the rope be subject in extreme conditions on excessive wastes. Waste can manifest itself as change of section transverse e.g. rope grooves in wheel or extension catenary wire, which attracts behind the change of transverse section tenches. They in relationship from this the, connected from shortening the ropes after excessive extension standstills, cause the growth of working expenses. It additionally, it was not it been possible was to foresee in what time extension will happen tench to critical value. This marks the complicated character of dependence among individual parameters of work near of many couplings. The analysis of studies about theoretical character permits to infer it that solution of this problem was it been possible was to find applying to monitoring of parameters of work the systems, leaning on situated in shaft sensors. System such should to assure proper the monitoring the work of forwarding arrangements as well as the intelligent be basing on analysis of characteristic parameters for given object steering, and liable to influence on pronouncement the critical states.

Keywords: lift, monitoring, ropes systems.

1. WPROWADZENIE

Współczesne zagadnienia transportu towarów oraz ludzi dotyczą nie tylko właściwego dobrania środków transportu do stawianych wymagań, jak np. bezawaryjny, bezpieczny, szybki itp., ale także obejmują problematykę doboru odpowiednich elementów i układów ich monitoringu i sterowania pracą w czasie rzeczywistym. Zastosowanie takich układów powinno między innymi przyczyniać się do ograniczenia czynności obsługi, czy też stworzenia warunków do możliwie pełnej automatyzacji systemu transportu. Bardzo rzadko w takich przypadkach zwraca się również uwagę na potrzebę zmniejszenia awaryjności. Zwłaszcza poprzez monitorowanie na bieżąco w czasie

rzeczywistym takich parametrów pracy, które w istotny sposób mogą przyczynić się do wystąpienia stanów krytycznych. Podobnie jest również w przypadku diagnozowania stanu maszyn i urządzeń oraz podejmowania na tej podstawie decyzji sterujących w celu wyeliminowania wspomnianych sytuacji i stanów krytycznych lub przeciwdziałania ich skutkom. Wynika to z faktu, że zagadnienie takie jest z wielu względów bardzo trudne do praktycznej realizacji. W większości przypadków rejestrowane dane musiałyby być bowiem na bieżąco mierzone przez odpowiedni układ czujników oraz analizowane przez personel, mający umiejętność wyciągania właściwych wniosków z prowadzonych obserwacji i podejmowania decyzji o zmianie parametrów pracy zagrażających bezpiecznej i bezawaryjnej pracy

urządzenia. W wielu przypadkach występują istotne ograniczenia możliwości wykonania dostatecznie prostego układu monitorującego-sterującego bez udziału czynnika ludzkiego. Pojawiające się w ostatnich paru dziesięcioleciach modele systemów inteligentnych opierające się chociażby na sztucznych sieciach neuronowych, pozwalające między innymi na realizację tzw. sterowania predykcyjnego, czy też tzw. „myślenia maszynowego” mogą być również zastosowane w przypadku monitoringu i sterowania maszyn roboczych, w tym także przenośników taśmowych. Dlatego też dużym wyzwaniem naukowym oraz fascynującym zagadnieniem badawczym jest rozwiązanie jednego z problemów efektywnego monitoringu pracy typowych urządzeń transportu, jakimi są dźwigi osobowe lub towarowe poprzez zastosowanie odpowiedniego układu pomiarowego opierającego się na dobranym systemie, w celu przeciwdziałania stanom krytycznym mającym wpływ na wydłużenie liny.

Transport linowy ze względu na szereg zalet jest używany nie tylko do transportu ludzi, ale również do transportu towarów w różnych gałęziach przemysłu: przemysł maszynowy, wydobywczy, morski, hutniczy, wysokie budynki użyteczności publicznej, domy mieszkalne, hotele, gastronomia, służba zdrowia oraz wiele innych. Za pomocą transportu linowego istnieje możliwość szybkiego przemieszczenia ludzi oraz towarów na wyższe kondygnacje budynków [4].

2. DŹWIGI CIERNE

Napęd dźwigu składa się z podstawowych podzespołów mechanicznych i elektrycznych tj.: silnik elektryczny, przekładnia mechaniczna, najczęściej ślimakowa, sprzęgła kłowego oraz hamulca. Na wale reduktora osadzone jest koło cierne o wymaganej geometrii i liczbie rowków linowych. Koło cierne obciążone jest z jednej strony sumą mas: kabiny, ramy kabinowej P, udźwigu nominalnego Q oraz częścią lin nośnych po stronie kabiny m_{Cwt} , z drugiej strony masą przeciwwagi M_{SRcwt} , stanowiącą przeciwwagę układu (rys. 2). Udział masowy przeciwwagi przedstawia wzór (1):

$$M_{SRcwt} = \frac{1}{2} \cdot Q + P + m_{Cwt} \quad (1)$$

gdzie:

Q – udźwig nominalny [kg],

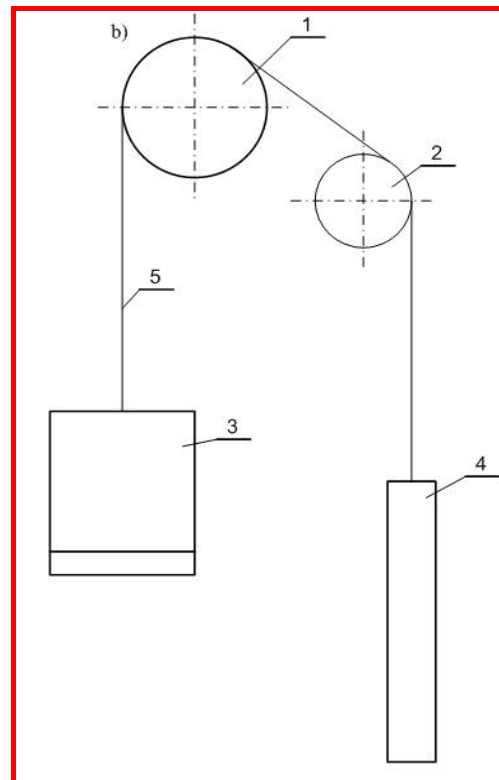
P – suma mas ramy, kabiny wraz z drzwiami i osprzętem elektrycznym [kg],

m_{Cwt} – masa lin nośnych po stronie przeciwwagi [kg]

M_{SRcwt} – masa przeciwwagi [kg]

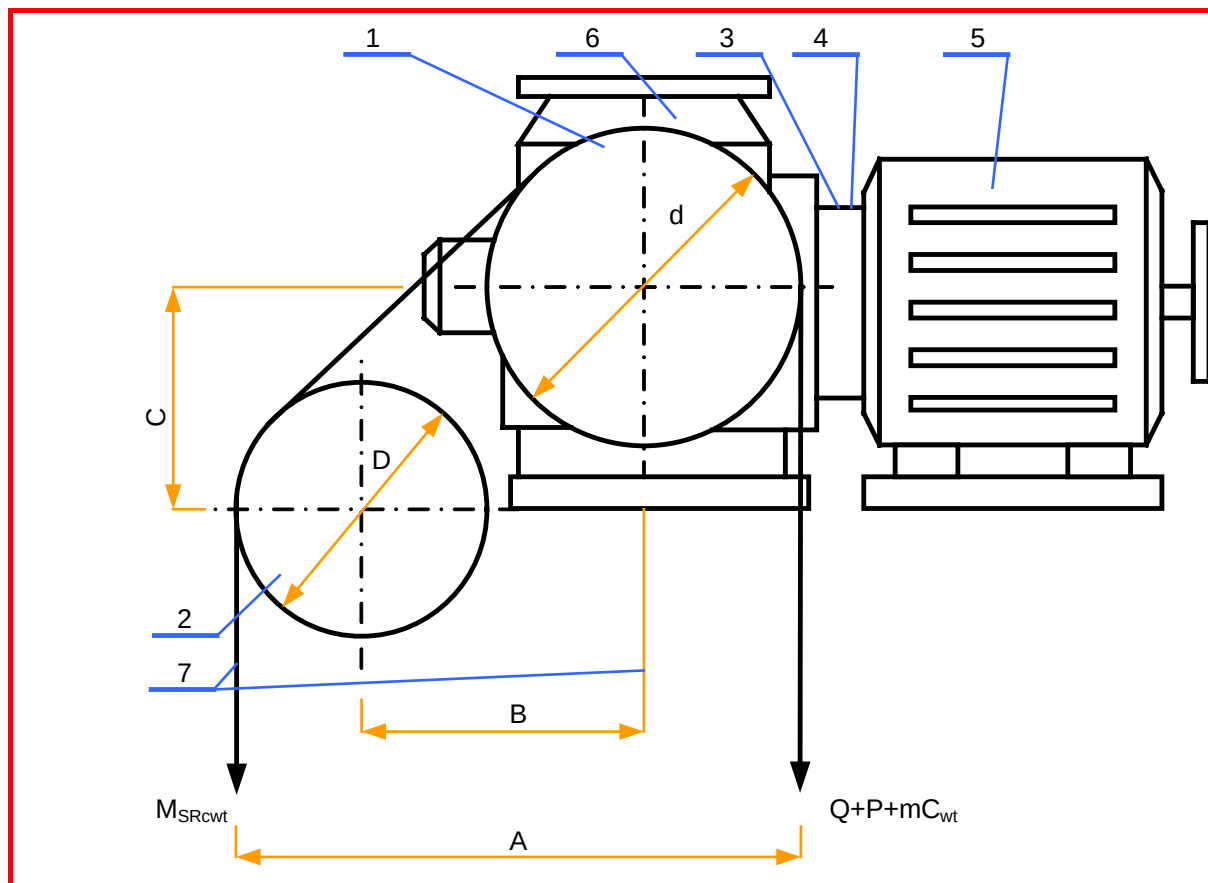
Wszystkie masy wchodzące w skład wzoru (1) stanowią integralną część wszystkich obliczeń

układów dźwigowych. Biorąc pod uwagę, że udźwig nominalny jest masą wyjściową jaka obciąża układ, pozostałe masy są mniej lub bardziej zależne od udźwigu. Masa kabiny jest zależna od powierzchni, która jest określana przez udźwig nominalny. Im większy udźwig nominalny tym większa masa kabiny. Masa ramy kabinowej jest zależna od rozstawu prowadnic kabinowych, które są zależne od szerokości kabiny określanej z udźwigu nominalnego. Na rys. 2 przedstawiono model napędu dźwigu elektrycznego wraz z obciążającymi go siłami.



Rys. 1. Schemat typowego rozwiązania dźwigu osobowego [1], [2]: 1 – koło cierne, 2 – koło zdawcze, 3 – kabina, 4 – przeciwwaga, 5 – liny

Obecnie w urządzeniach dźwigowych nie stosuje się żadnych urządzeń, które pozwoliłyby na wczesne wykrycie niepożądanego zjawiska wydłużenia lin, co w każdym dźwigu jest zjawiskiem nie uniknionym. W budynkach, w których dźwig jest niezbędny, wymaga się dużej niezawodności oraz trwałości urządzenia. Liny nośne są elementem dźwigu, który wielokrotnie jest poddawany przecięciom na kole ciernym oraz kole zdawczym. Z uwagi na to, że dźwig obsługuje od kilku do kilkunastu pięter, istnieje możliwość wyciągnięcia się lin, co stwierdza się w praktyce.



Rys. 2. Schemat obciążenia napędu, dźwigu elektrycznego [3]: 1 – koło cierne, 2 – koło zdawcze, 3 – sprzęgło, 4 – hamulec, 5 – silnik elektryczny, 6 – reduktor, 7 – lina nośna, M_{Srcwt} – masa przeciwwagi, $P+Q$, m_{Cwt} – suma mas pustej kabiny wraz z ramą, udźwigniem nominalnym oraz masą lin nośnych po stronie kabiny

Sam proces monitorowania stanu technicznego liny, jest procesem możliwym tylko w dwóch miejscach, nad zawieszeniem kabiny w odległości około 2 m od zawieszenia oraz nad zawieszeniem przeciwwagi w takiej samej odległości. Pozostała część lin jest wielokrotnie przewijana przez koła, przez co nie ma możliwości zainstalowania tam czujników, co jest niewątpliwie najtrudniejszą częścią całego przedsięwzięcia.

3. MOŻLIWOŚCI DIAGNOSTYKI DŹWIGU W ASPEKcie MOŻLIWOŚCI PRZEWIDYWANIA NADMIERNEGO WYDŁUŻENIA LIN NOŚNYCH

Wydłużenie lin nośnych jest okolicznością powodującą unieruchomienie urządzenia oraz straty finansowe z tego właśnie powodu. Z racji charakteru i warunków pracy urządzenia oraz specyfiki sterowania, zachodzi potrzeba zastosowania do tego celu odpowiedniego układu monitorującego oraz wczesnego ostrzegania o zbliżającym się nadmiernym wydłużeniu. Układ taki umożliwi przekształcenie urządzenia w prostą „maszynę inteligentną” mającą możliwość

„samodzielnego” reagowania na zmieniające się warunki pracy oraz powiadamianie odpowiednich służb konserwujących. Realizacja takiego celu jest możliwa poprzez ciągły pomiar i analizę wydłużenia liny w czasie pracy. Odpowiedni do tego układ będzie miał zatem za zadanie diagnozowanie stanu urządzenia w oparciu o pomiary prowadzone na bieżąco, których wyniki będą w tym samym czasie analizowane przez odpowiednio nauczony system, mający za zadanie podejmowanie decyzji o ostrzeganiu służb nadzorujących.

Mając na uwadze powszechność stosowania w dźwigów o napędzie linowym oraz brak efektywnych systemów monitorujących, przeciwdziałających awariom tych urządzeń w wyniku nadmiernego wydłużenia, można wnioskować, że wyniki realizacji podjętego tematu przyczynią się nie tylko do zwiększenia wiedzy i doświadczenia w zakresie przemysłowego wykorzystania systemów monitorujących, ale też spowodują ograniczenie strat spowodowanych przestojami w wyniku nieprzewidzianych awarii.

Drugorzędnym celem realizacji omawianego zagadnienia jest ponadto przeprowadzenie analizy porównawczej różnych typów systemów

inteligentnych, które mogą być stosowane do monitorowania i sterowania predykcyjnego w warunkach przemysłowych. Tematyka realizowanego zagadnienia łączy w sobie zatem problematykę:

- budowy i eksploatacji maszyn roboczych transportowych,
- monitoringu stanu urządzenia w oparciu o na bieżąco prowadzone pomiary,
- oraz sterowania wykorzystującego analizę wyników diagnozowania przez odpowiednio przygotowane i nauczone systemy.

Wszystkie te trzy zagadnienia łączą się z sobą nierozdzielnie w proponowanej koncepcji układu monitorującego [4].

4. PROJEKT UKŁADU MONITORUJĄCEGO STAN LINY W CZASIE RZECZYWISTYM

W obecnym okresie dąży się do tego, aby każdy proces transportu był coraz bardziej zmechanizowany i automatycznie sterowany. Stosowany w takim przypadku program sterowania powinien być odpowiednio połączony z systemem informacji. Podobnie, choć w bardzo ograniczonym zakresie, dzieje się w przypadku rozwoju konstrukcji dźwigów ciernych. Wynika to ze specyfiki konstrukcyjnej tych urządzeń oraz warunków ich eksploatacji.

Obecnie stosuje się liny o różnej konstrukcji oraz materiałach o różnej wytrzymałości. Jednak monitorowanie stanu ciągła nośnego w warunkach normalnej pracy, nie jest wciąż rozwiązane. Wynika to głównie ze znacznego skomplikowania ewentualnego układu monitorującego, pracującego w tych samych warunkach, co dźwig oraz braku stosownych rozwiązań konstrukcyjnych. Ponadto dość skomplikowane byłoby też opracowanie dokładnego modelu matematycznego tak diagnozowanego obiektu.

Typowe liny stosowane w dźwigach mają zbliżone parametry. Szczególnie istotna jest wartość wytrzymałości użytych drutów do wytworzenia liny, którą przyjmuje się następująco:

- 1570 MPa lub 1770 MPa dla lin z drutami o jednakowej wytrzymałości na rozciąganie,
- 1370 MPa dla drutów zewnętrznych i 1770 MPa dla drutów wewnętrznych w linach o dwóch klasach wytrzymałości na rozciąganie [3], [5].

Znajomość konstrukcji liny ma istotny wpływ na minimalną dopuszczalną wartość wydłużenia liny. Przeprowadzona wstępna analiza stanu wiedzy na temat wytrzymałości lin oraz trwałości pozwala na postawienie następującej tezy badawczej:

Wydłużenie lin nośnych do wartości krytycznej jest wielkością zależną od właściwości samej liny (w tym od minimalnego dopuszczalnego

wydłużenia liny) oraz od wartości mas zawieszonych na linach oraz konfiguracji dźwigu. Istnieje zatem możliwość monitorowania wydłużenia liny w czasie pracy dźwigu, przy jednoczesnym określeniu wartości krytycznej wydłużenia.

Projektowany układ monitorujący będzie miał możliwość zasygnalizowania z wyprzedzeniem, o zaistnieniu warunków towarzyszących nadmiernemu wydłużeniu liny. Odpowiednia konstrukcja pozwoli również na uzyskanie dodatkowych korzyści wynikających z jego zastosowania, między innymi poprzez:

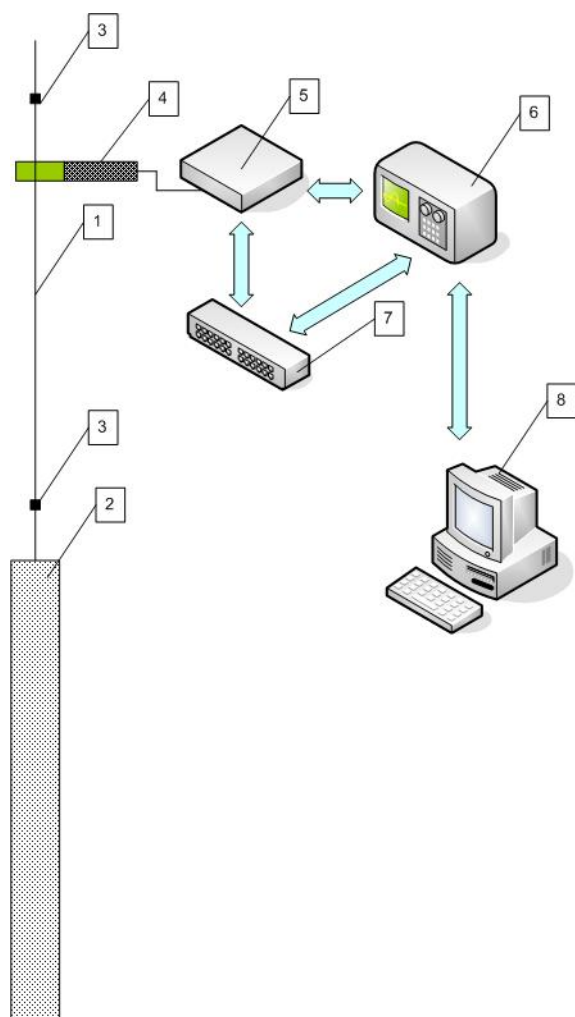
- przeanalizowanie parametrów eksploatacyjnych dźwigu, mających wpływ na częste awarie w wyniku wydłużenia lin oraz opracowanie odpowiedniego systemu inteligentnego, który będzie umożliwiał monitorowanie warunków pracy dźwigu,
- praktyczne porównanie właściwości stosowanych lin o różnej konstrukcji w aspekcie ich wytrzymałości na rozciąganie.

Wymierną korzyścią realizacji takiej właśnie koncepcji monitorowania i sterowania pracą analizowanego obiektu będzie między innymi:

- umożliwienie stałego nadzoru stanu wszystkich lin w trakcie ich pracy, z wykorzystaniem metody bezinwazyjnej,
- identyfikacja lin oraz ocena ich trwałości i niezawodności w czasie całego okresu pracy,
- eksploracja danych z monitoringu w czasie rzeczywistym,
- zapewnienie szybkiej reakcji układu na zmieniające się warunki pracy.

Schemat opracowanego układu monitorującego realizującego przedstawione powyżej cele przedstawia rys. 3.

Opracowane i wykonane urządzenie będzie testowane na jednym z dźwigów elektrycznych w Lublinie.



Rys. 3. Sposób zainstalowania czujników na linie nad zawieszeniem przeciwwagi. (opracowanie autorskie): 1 – lina, 2 – przeciwwaga, 3 – znacznik, 4 – czujnik, 5 – urządzenie pomiarowe, 6 – sterownik mikroprocesorowy, 7 – urządzenie do transmisji danych 8 - komputer

5. PODSUMOWANIE

Celem prowadzonych prac jest opracowanie metody monitoringu i sterowania parametrów pracy typowego urządzenia transportowego, która pozwoliłaby na przewidzenie warunków wystąpienia stanu krytycznego, a przez to uniknięcie awarii. W wyniku takiego opracowania, określone zostaną warunki konstrukcyjno-eksploatacyjnych urządzenia, mające wpływ na awarie w wyniku wydłużenia lin nośnych. W kolejnym etapie prac opracowany zostanie odpowiedni system monitorujący, który będzie umożliwiał monitorowanie warunków pracy maszyny. System taki opracowany będzie w oparciu o odpowiedni model inteligentny analizowanego obiektu. Do tego celu niezbędne jest zgromadzenie zbioru danych charakteryzujących obiekt oraz przeprowadzenie analizy dostępnych technik modelowania systemów inteligentnych pod

kątem możliwości ich zastosowania w różnych obiektach rzeczywistych w zależności od specyfiki ich konstrukcji i warunków pracy. Przeprowadzone zostaną badania symulacyjne polegające na opracowaniu systemu komputerowego w oparciu o wykonany model obiektu. Ich istotnym elementem będzie opracowanie systemu komputerowego do rejestracji, archiwizacji i przetwarzania wyników symulacji. Model taki pozwoli na właściwą ocenę i prognozowanie pracy obiektu, projektowanie i testowanie oraz analizę pracy systemu monitorującego. Aby zrealizować tak założony cel pracy konieczne jest przeprowadzenie badań na obiekcie rzeczywistym. Przeprowadzone zostaną również opisane wcześniej badania symulacyjne oraz weryfikacyjne. Wnioski dotyczące praktycznych cech aplikacyjnych systemów inteligentnych i opisujących je modeli umożliwią łatwe przeniesienie wyników prac na inne tego typu obiekty rzeczywiste, które powinny posiadać zabudowane inteligentne systemy monitoringu i sterowania w czasie rzeczywistym.

6. LITERATURA

- [1] Kwaśniewski J.: *Dźwigi osobowe i towarowe*, Kraków UWND 2004.
- [2] Lonkwic P.: *Analiza rozwiązań konstrukcyjnych napędów stosowanych w dźwigach elektrycznych*. Eksploatacja i Niezawodność 3, str. 3 – 14, Lublin 2004.
- [3] Lonkwic P.: *Analysis of elevator configuration influence on the operation and safety conditions of lifting ropes*. Lift Report No. 6, pages 34 – 40, Germany 2004.
- [4] Mazurkiewicz D.: *Monitorowanie stanu połączeń klejowych taśm przenośnikowych w warunkach rzeczywistych*. Eksploatacja i Niezawodność nr 3, strony 41 – 49, Lublin 2005.
- [5] Polska Norma PN EN 81.1:2002. *Przepisy bezpieczeństwa dotyczące konstrukcji i instalowania dźwigów osobowych i towarowych oraz dźwigów towarowych małych*.



Mgr inż. **Paweł LONKWIC**, jest pracownikiem Lubelskiej Wytwórni Dźwigów Osobowych Lift Service S.A. w Lublinie, zatrudnionym na stanowisku projektanta urządzeń dźwigowych. Absolwent Wydziału Mechanicznego Politechniki Lubelskiej, w kierunku Budowa Maszyn. W 2004 roku rozpoczął studia doktoranckie również na Wydziale Mechanicznym Politechniki Lubelskiej. Zajmuje się badaniami nad sprzężeniem ciernym układów dźwigowych oraz wytrzymałością ram dźwigów elektrycznych.

DIAGNOZOWANIE STANU ZAZĘBIENIA W ZŁOŻONYCH PRZYPADKACH USZKODZEŃ PRZEKŁADNI PRZY UŻYCIU CIĄGŁEJ TRANSFORMATY FALKOWEJ

Tomasz FIGLUS, Andrzej WILK

Katedra Budowy Pojazdów Samochodowych
40-019 Katowice, ul. Krasińskiego 8, (32) 603 41 18,
tomasz.figlus@polsl.pl

Streszczenie

W pracy przedstawiono wyniki badań stanowiskowych, których celem było wykrycie wykruszenia zęba oraz zużycia powierzchni roboczej zębów w obecności uszkodzeń łożysk tocznych przekładni. Do przetwarzania sygnałów drganiowych zastosowano metodę filtracji oraz uśredniania synchronicznego, a następnie otrzymany sygnał poddawano analizie z wykorzystaniem ciągłej transformaty falkowej. Na podstawie wyznaczonych rozkładów czas-skala częstotliwości zaproponowano w pracy miary stanu zazębienia przekładni.

Słowa kluczowe: diagnostyka uszkodzeń zazębienia przekładni, ciągła transformata falkowa.

DIAGNOSIS OF MESHING CONDITION IN COMPLEX CASES OF TOOTHED GEAR DAMAGE WITH THE USE OF CONTINUOUS WAVELET TRANSFORM

Summary

The paper presents the gear test stand investigation results, whose aim was detection of chipping of tooth tip as well as teeth working surface wear. Filtration method and time synchronous averaging was applied in to the signal processing. The received signal was analysed with the use of continuous wavelet transform. On the basis of time-frequency distribution different measure of meshing condition was proposed in the paper.

Keywords: diagnostics tooth gear damage, wavelet transform.

1. WPROWADZENIE

Powszechne zastosowanie napędów zębatych maszyn transportowych powoduje, że prace nad rozwojem technik ich diagnostowania z wykorzystaniem metod wibroakustycznych (WA), prowadzone są w wielu ośrodkach badawczych [1-4].

Większość prowadzonych dotychczas badań nad wykrywaniem stanu elementów przekładni prowadzona była przy założeniu, że tylko jeden element przekładni jest uszkodzony. W tych przypadkach, opracowane metody pozwalają na diagnostowanie zarówno stanu kół zębatych, jak i łożysk tocznych. W czasie normalnej eksploatacji napędów zębatych występować mogą przypadki równoczesnego występowania uszkodzeń kilku elementów, co powodować może trudności z diagnostowaniem ich stanu, dotychczas stosowanymi metodami.

Możliwość diagnostowania uszkodzeń, czy też zużycia zazębienia w obecności zakłóceń wynikających z występowania uszkodzeń innych elementów przekładni była przedmiotem badań prowadzonych przez Autorów.

Zainteresowanie tą tematyką nabiera szczególnego znaczenia w przypadku

diagnostowania wczesnych stadiów uszkodzenia (zużycia) zazębienia, co zapewnia odpowiedni czas na przygotowanie naprawy i pozwala uniknąć nieprzewidzianych przestojów maszyn.

Powodem utrudnień w diagnostowaniu złożonych przypadków uszkodzeń przekładni są znaczące różnice energetyczne symptomów uszkodzeń kół i innych jej elementów. Autorzy opracowali więc własną metodę diagnostowania stanu zazębienia w złożonych przypadkach uszkodzeń przekładni [5-7]. Umożliwia ona odseparowanie od podstawowego (pierwotnego) sygnału drganiowego przekładni, sygnału zawierającego informacje o stanie zazębienia. Tak otrzymany sygnał poddawany jest następnie dalszym analizom z wykorzystaniem różnych metod przetwarzania sygnałów.

W pracy omówiono wybrane badania złożonych przypadków uszkodzeń przekładni zębatych, których celem było wykrycie wykruszenia zęba koła oraz zużycia powierzchni roboczej zębów w obecności różnych uszkodzeń łożysk tocznych przekładni. Analizy prowadzono z wykorzystaniem ciągłej transformaty falkowej oraz zaproponowanych miar stanu zazębienia.

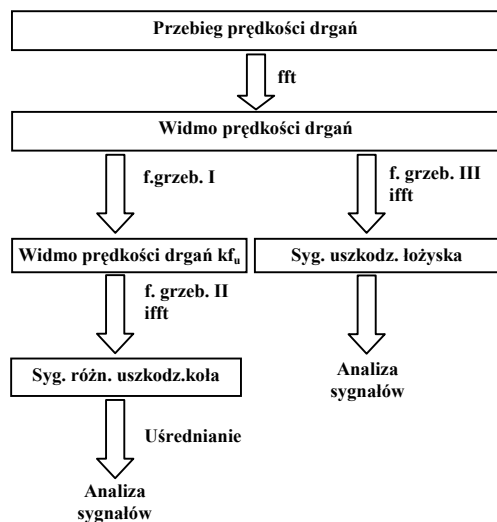
2. DIAGNOZOWANIE ZŁOŻONYCH PRZYPADKÓW USZKODZEŃ PRZEKŁADNI

Do diagnozowania złożonych przypadków uszkodzeń przekładni zębatach Autorzy opracowali, własną metodę przetwarzania i analizy sygnałów drganiowych (rys. 1). Metoda ta zaprezentowana w pracach [5-7] wykorzystuje filtrację grzebienową o różnej charakterystyce filtrów oraz uśrednianie synchroniczne sygnałów.

W zależności od celu analizy filtry przenosić mogą składowe widma zawierające informacje o stanie kół zębatach (f.grzeb. I i II), oraz o stanie łożysk tocznych (f. grzeb. III).

W przypadku diagnozowania zużycia powierzchni roboczej zębów filtr grzebienowy I przenosi pasma częstotliwości kolejnych harmonicznych obrotowych zębniaka i koła przekładni, a w przypadku diagnozowania wykruszenia zęba, przenosi kolejne harmoniczne obrotowej uszkodzonego koła. Następnie przeprowadza się filtrację różnicową sygnału drganiowego stosując filtr grzebienowy II.

W celu wykrycia uszkodzeń łożysk przekładni stosuje się filtr grzebienowy III, który przenosi wszystkie częstotliwości sygnału drganiowego z wyjątkiem kolejnych harmonicznych częstotliwości obrotowej zębniaka, jak i koła przekładni.



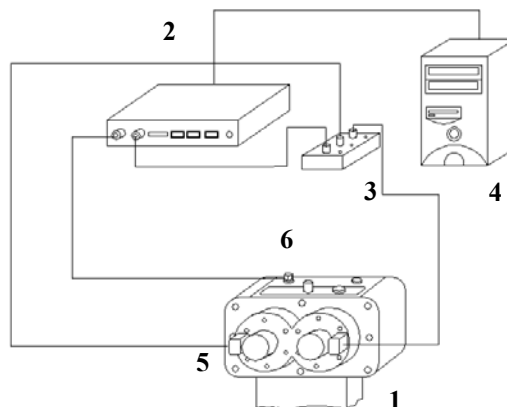
Rys. 1. Analiza sygnału drganiowego zorientowana na wykrywanie uszkodzenia i zużycia koła zębatego oraz uszkodzenia łożyska tocznego

Jak pokazano m.in. w [5-7] zastosowanie tej metody (rys.1) umożliwiło wykrycie na podstawie analizy drgań wału przekładni, różnych stanów zazębienia oraz uszkodzeń bieżni łożysk.

3. BADANIA STANOWISKOWE

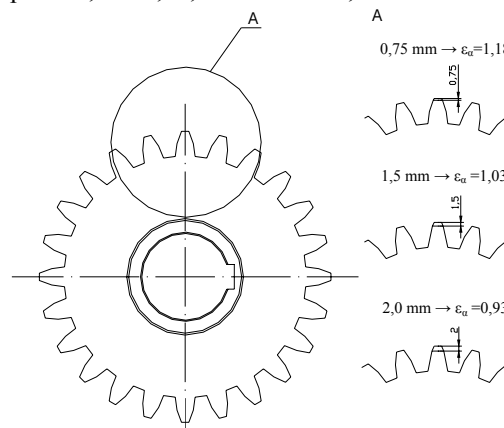
Obiektem badanym była przekładnia stanowiska mocy krążącej FZG (rys. 2) [4-7]. Pomiary

przeprowadzono przetwornikiem piezoelektrycznym mierząc przyśpieszenia w różnych punktach obudowy przekładni.



Rys. 2. Schemat układu pomiarowego: 1 – badana przekładnia, 2 – analizator sygnałów DSTP SigLab, 3 – układ logiczny, 4 – komputer PC, 5 – czujniki położenia wałów, 6 – czujnik piezoelektryczny

W pierwszym eksperymencie symulowano trzy przypadki wykruszenia wierzchołka jednego zęba koła (rys. 3). Uszkodzenie to spowodowało lokalne zmniejszenie liczby przyporu od wartości 1,32, poprzez 1,18 i 1,03, do wartości 0,93.

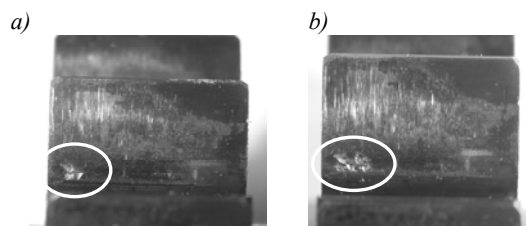


Rys. 3. Rozpatrywane przypadki wykruszenie zęba koła

W drugim eksperymencie symulowano przyśpieszone zużycie powierzchni roboczej zębów kół. Ze względu na specyfikę wykonywanego eksperymentu, koła nawęglone w procesie produkcyjnym do twardości 60-62 HRC poddano odpuszczaniu do twardości 38-40 HRC. Dzięki temu zabiegowi uzyskano możliwość przeprowadzenia trzech serii pomiarowych odpowiadających wzrastającemu zużyciu powierzchni roboczej zębów. W trzeciej serii pomiarowej średnie zużycie powierzchni roboczej wybranych do rejestracji zębów wynosiło 10,38%. Na rys. 4 zaprezentowano zdjęcia z narastającym zużyciem powierzchni wybranego zęba.

W opisanych uprzednio eksperymentach stosowano równocześnie łożyska w różnym stanie symulując złożone przypadki uszkodzeń przekładni

zębatach. W badaniach stosowano łożysko w stanie dobrym oraz łożyska o różnych rodzajach uszkodzeń bieżni i łożysko o zaawansowanym zużyciu eksploatacyjnym.



Rys. 4. a)-b) Kolejne fazy zużycia powierzchni roboczej zęba

Występujące uszkodzenia elementów łożysk odpowiadały tym, które mogą wystąpić w warunkach ich rzeczywistej eksploatacji i zadano je wykonując odpowiednio na bieżni zewnętrznej lub wewnętrznej rowek o szerokości ok. 2 mm w jednym miejscu na obwodzie.

Kolejne łożysko charakteryzowało się występowaniem objawów zaawansowanego zużycia obu bieżni i kulek powstałymi wskutek długotrwałej eksploatacji.

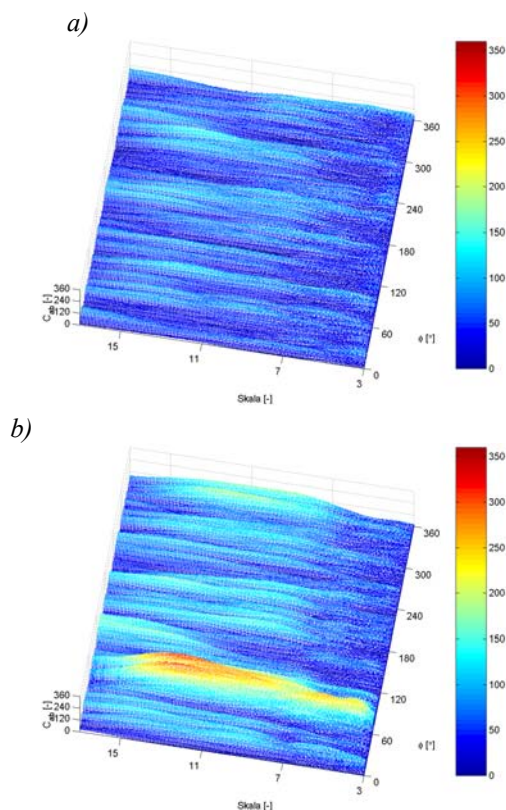
Zarejestrowane sygnały drganiowe każdorazowo poddawano wstępnej obróbce z wykorzystaniem filtracji grzebieniowej I i II oraz uśrednianiu synchronicznemu, zgodnie z rysunkiem 1. Tak przetworzony sygnał analizowano następnie z wykorzystaniem zaproponowanej w dalszej części pracy ciągłej transformacji falkowej oraz wyznaczonym na jej podstawie miarom stanu zazębienia.

4. DIAGNOZOWANIE WYKRUSZENIA ZĘBA KOŁA

Na podstawie wstępnych analiz sygnałów drganiowych obudowy przekładni wybrano optymalny kształt falki do diagnozowania wykruszenia zęba koła, którym jest falka Meyera w zakresie skali 3-17.

Obliczone przykładowe rozkłady falkowe sygnałów drganiowych obudowy przekładni pracującej pod obciążeniem $Q=3,85\text{MPa}$, w przypadku zabudowy łożyska z uszkodzeniem bieżni wewnętrznej, przedstawiono na rysunku 5.

W rozkładach transformaty obserwuje się wyraźny wzrost amplitudy towarzyszący chwili przyporu wykruszonego zęba. Wskutek uszkodzenia zęba lokalna wartość liczby przyporu ϵ_a zmniejsza się do wartości zależnej od wartości wykruszenia zęba (rys. 3).



Rys. 5. Rozkłady CWT sygnału drganiowego obudowy przekładni - $Q=3,85\text{MPa}$: a) bez wykruszenia, b) wykruszenie 2mm

Do diagnozowania wykruszenia zęba koła na podstawie rozkładów czas-skala częstotliwości zaproponowano miarę drganiową MwCWT (2). Wyznacza się ją na podstawie rozkładu sygnału drganiowego sumując dyskretne wartości ciągłej transformaty falkowej ozn. SWCWT (1).

$$SWCWT(i) = \sum_{j=a}^b C_{ab}(i, j) \quad (1)$$

gdzie:

$C_{ab}(i, j)$ – wartości dyskretne ciągłej transformaty falkowej CWT,

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

N – numer wiersza rozkładu $C_{ab}(i, j)$ odpowiadający pełnemu obrotowi koła (o kąt 360°),

a – numer kolumny rozkładu $C_{ab}(i, j)$ odpowiadający dolnej granicy skali częstotliwości,

b – numer kolumny rozkładu $C_{ab}(i, j)$ odpowiadający górnej granicy skali częstotliwości

$$MwCWT = \frac{SWCWT_{UMAX} - \overline{SWCWT}}{\overline{SWCWT}_b} \quad (2)$$

gdzie:

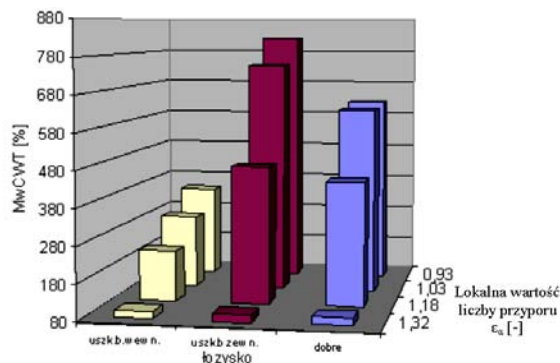
$SWCWT_{UMAX}$ – wartość maksymalna SWCWT,

$\overline{SWCWT}$ – wartość średnia SWCWT,

$\overline{SWCWT}_b$ – wartość średnia sygnału bazowego wyznaczonego w przypadku zazębienia

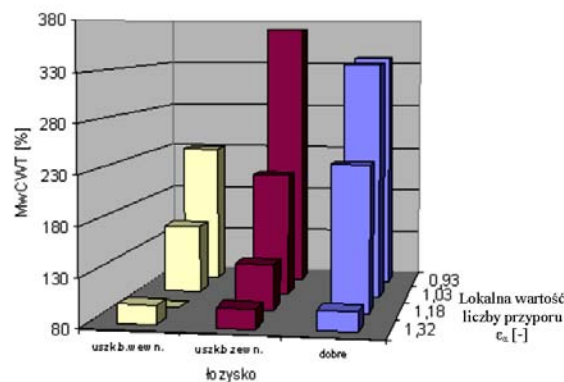
nieuszkodzonego i różnych stanów łożyskowania.

Na rys. 6 zamieszczono procentową zmianę wyznaczonej miary MwCWT, gdy sygnały drganiowe rejestrowano pod obciążeniem przekładni wynoszącym $Q=3,85\text{MPa}$.



Rys. 6. Procentowa zmiana miary MwCWT w zależności od zmiany lokalnej wartości liczby przyporu wywołanej uszkodzeniem zęba przy różnych stanach łożysk - $Q=3,85\text{MPa}$

Prowadzono również pomiary drgań obudowy, gdy przekładnia pracowała pod mniejszym obciążeniem, wynoszącym $Q=2\text{MPa}$. Obliczoną w tym przypadku procentową zmianę miary MwCWT zamieszczono na rysunku 7.



Rys. 7. Procentowa zmiana miary MwCWT w zależności od zmiany lokalnej wartości liczby przyporu wywołanej uszkodzeniem zęba przy różnych stanach łożysk - $Q=2\text{MPa}$

Zaprezentowana w pracy miara jest wrażliwa na rosnące wykruszenie zęba koła. Niezależnie od stanu łożysk wykorzystanych w badaniach nastąpił wzrost miary odpowiadający już nieznacznej wartości wykruszenia, wynoszącej $0,75\text{mm}$.

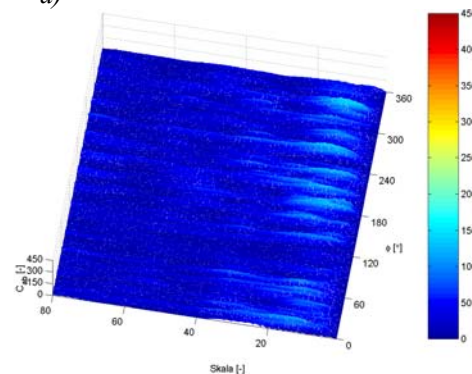
Zaprezentowane na rys. 6 i 7 zmiany miary MwCWT charakteryzuje zmniejszająca się wrażliwość na uszkodzenie wraz ze zmniejszeniem się obciążenia. W związku z tym w celu wczesnego wykrycia wykruszenia zęba koła zaleci należy, gdy to jest możliwe, prowadzenie badań przy większym obciążeniu przekładni.

5. DIAGNOZOWANIE ZUŻYCIA POWIERZCHNI ROBOCZEJ ZĘBÓW

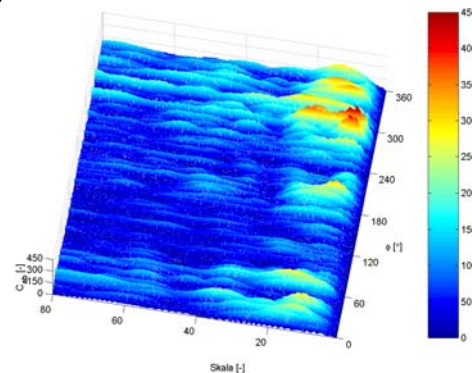
Na podstawie pomiarów wstępnych przeprowadzonych przez autorów wynika, iż w przypadku diagnozowania zużycia powierzchni roboczej zębów kół, obliczone miary sygnału drganiowego były wrażliwe na rosnące zużycie w przypadku, gdy analizę wykonywano w zakresie współczynników skali rozkładu falkowego $0 - 80$. Na podstawie tych pomiarów wybrano także falę Daubechies 1, która była najbardziej przydatna w diagnozowaniu.

Na rys. 8 zamieszczono przykładowe wyniki analizy przyspieszeń drgań obudowy przekładni w przypadku, gdy w przekładni zabudowano łożysko zużyte wskutek długotrwałej eksploatacji, a obciążenie przekładni wynosiło $Q=3,1\text{MPa}$.

a)



b)



Rys. 8. Rozkłady CWT sygnału drganiowego obudowy przekładni - $Q=3,1\text{MPa}$: a) bez zużycia, b) 3 faza zużycia

Analizy sygnału przyspieszeń drgań obudowy przekładni wykazały, że największe zmiany rozkładu falkowego wywołane rosnącym zużyciem powierzchni zębów występują w przedziale skali częstotliwości $0 - 25$. W przypadku trzeciej fazy zużycia, gdy wystąpiło największe zużycie zębów, w rozkładach tych obserwuje się również zmiany amplitud w zakresie skali od $25 - 80$.

Jako miarę drganiową charakteryzującą zużycie powierzchni roboczej zębów obliczoną na podstawie ciągłej transformaty falkowej przyjęto parametr SCWT (3) wyznaczony z zależności:

$$SCWT = \sum_{i=1}^N \sum_{j=a}^b C_{ab}(i, j) \quad (3)$$

gdzie:

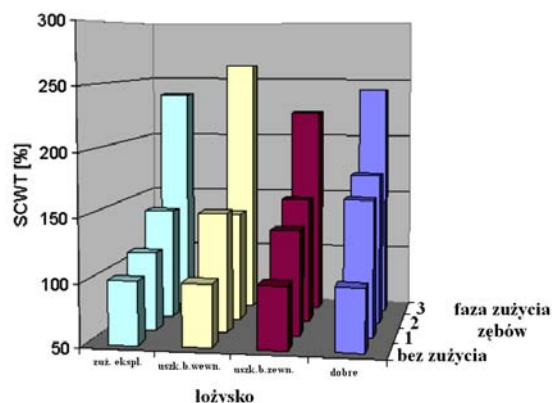
$C_{ab}(i, j)$ – wartości dyskretne ciągłej transformaty falkowej CWT,

N – numer wiersza rozkładu $C_{ab}(i, j)$ odpowiadający pełnemu obrotowi koła (o kąt 360°),

a – numer kolumny rozkładu $C_{ab}(i, j)$ odpowiadający dolnej granicy skali częstotliwości,

b – numer kolumny rozkładu $C_{ab}(i, j)$ odpowiadający górnej granicy skali częstotliwości.

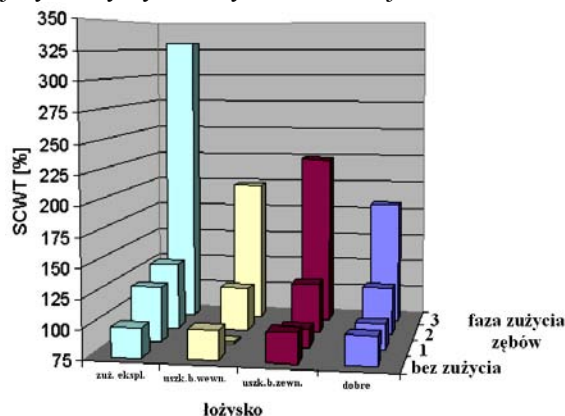
Na rys. 9 zamieszczono procentową zmianę wyznaczonej miary SCWT, gdy obciążenie przekładni wynosiło $Q=3,1\text{MPa}$.



Rys. 9. Procentowa zmiana miary SCWT w zależności od fazy zużycia zębów przy różnych stanach łożysk - $Q=3,1\text{MPa}$

Proponowana miara SCWT cechuje się wrażliwością na występujące zużycie powierzchni roboczej zębów i w małym stopniu zależy od występującego dodatkowego uszkodzenia łożysk przekładni.

Przeprowadzone pomiary drgań i ich analiza przy mniejszym obciążeniu przekładni (rys. 10) wykazały, że proponowana miara jest w tym przypadku mniej wrażliwa na rosnące zużycie powierzchni roboczych zębów kół i możliwe jest jedynie wykrycie zużycia o znacznej wartości.



Rys. 10. Procentowa zmiana miary SCWT w zależności od fazy zużycia zębów przy różnych stanach łożysk - $Q=1,5\text{MPa}$

Charakteryzując występujące zmiany miary SCWT w zależności od obciążenia przekładni, podobnie jak w przypadku diagnozowania wykruszenia zęba koła, również w tym przypadku zalecić należy wykonywanie pomiarów drgań przekładni, gdy to jest możliwe, podczas jej większego obciążenia. W tych przypadkach proponowana miara jest czuła już na niewielkie zużycie powierzchni roboczej zębów.

6. PODSUMOWANIE

Diagnozowanie napędów zębatych jest ciągle przedmiotem badań, a dzięki rozwojowi techniki komputerowej można stosować obecnie zaawansowane techniki pomiarów i analizy sygnałów również w warunkach przemysłowych.

Przedstawione w pracy eksperymenty, których celem było diagnozowanie wykruszenia zęba oraz zużycia powierzchni roboczej zębów w obecności uszkodzeń łożyskowania przekładni wskazują, na przydatność w diagnozowaniu stanu zezębienia zaproponowanych w pracy metod analizy sygnałów drganiowych. Zastosowanie odpowiedniej filtracji oraz uśredniania synchronicznego umożliwiło odseparowanie do dalszych analiz składowych sygnału zawierających informacje o stanie zezębienia. Drganiowe miary stanu zezębienia obliczone na podstawie wyników ciągłej transformaty falkowej są wrażliwe na wykruszenie i zużycie zezębienia.

Dalsze prace prowadzone będą w celu implementacji innych metod analizy sygnału do diagnozowania stanu zezębienia w złożonych przypadkach uszkodzeń przekładni zębatych.

LITERATURA

- [1] Dąbrowski Z., Pakowski R.: *Badania diagnostyczne układu z przekładnią zębatą i przekoszonym sprzęgłem*. XXVIII Ogólnopolskie Sympozjum DIAGNOSTYKA MASZYN, Węgierska Górka 2001, s.407-412
- [2] Radkowski S., Zawisza M.: *Napężeniowo-drganiowe modele diagnostyczne zmężeńiowych uszkodzeń kół zębatych*. 3rd International Congress of Technical Diagnostics, Diagnostics'2004, September 6-9, 2004, Poznań, Poland. Diagnostics vol. 30 tom 2 2004r. 85-88.
- [3] Bartelmus W., Zimroz R.: *Analiza widmowa drganiowych sygnałów diagnostycznych wielostopniowych przekładni zębatych*. XXIX Ogólnopolskie Sympozjum DIAGNOSTYKA MASZYN, Węgierska Górka 2002, s.37-46.
- [4] Wilk A., Łazarz B., Madej H.: *Metody przetwarzania sygnałów drganiowych w diagnozowaniu przekładni zębatych*. Procced. 3rd International Congress of Technical Diagnostics, Diagnostics'2004, September 6-9, 2004, Poznań, Poland. Diagnostics vol. 30, t. 2, 2004, 183-186.

- [5] Figlus T., Wilk A.: *Zastosowanie metod wibroakustycznych do diagnozowania złożonych przypadków uszkodzeń przekładni zębatach*. Proceed. 3rd International Congress of Technical Diagnostics, Diagnostics'2004, September 6-9, 2004, Poznań, Poland, Diagnostyka vol. 30 tom 1 2004r., 171-174.
- [6] Figlus T., Wilk A.: *Diagnostowanie stanu kół zębatach przekładni w obecności uszkodzeń łożysk tocznych na podstawie analiz drgań korpusu przekładni*. Mat. XXXII Ogólnopolskiego Sympozjum DIAGNOSTYKA MASZYN, Węgierska Górka 28.02.-05.03.2005r.
- [7] Figlus T., Wilk A.: *Wpływ transmitancji drgań na symptomy diagnostyczne stanu kół zębatach*. Diagnostyka vol. 36 2005r., s. 89-94.
- [8] Randall R. B.: *Detection and diagnosis of incipient bearing failure in helicopter gearbox*. Engineering Failure Analysis 11(2004), s.177-190.
- [9] Wang W.: *Early detection of gear tooth cracking using the resonance demodulation technique*. Mechanical Systems and Signal Processing (2001) 15(5), s.887-903.
- [10] Dapiaz G., Rivola A., Rubini R.: *Effectiveness and sensitivity of vibration processing techniques for local fault detection in gears*. Mechanical Systems and Signal Processing (2000) 14(3), s.387-412.
- [11] Signal Processing Toolbox User's Guide, The MathWorks 1999.



Dr inż. **Tomasz FIGLUS** jest adiunktem w Katedrze Budowy Pojazdów Samochodowych Wydziału Transportu Politechniki Śląskiej. Zajmuje się diagnozowaniem przekładni zębatach metodami wibroakustycznymi.



Prof. dr hab. inż. **Andrzej WILK** jest Kierownikiem Katedry Budowy Pojazdów Samochodowych Wydziału Transportu Politechniki Śląskiej oraz Członkiem Zarządu Towarzystwa Diagnostyki Technicznej. Zajmuje się diagnozowaniem napędów zębatach metodami wibroakustycznymi oraz badaniami dynamicznymi układów napędowych z przekładniami zębatymi.

*Praca naukowa finansowana ze środków Komitetu
Badań Naukowych w latach 2003-2006, jako
projekt badawczy 5T07B02425*

O POMIARACH BEZPIECZEŃSTWA TELEINFORMATYCZNEGO

Krzysztof LIDERMAN

Zakład Systemów Komputerowych, Instytut Teleinformatyki i Automatyki
Wojskowa Akademia Techniczna, ul. S. Kaliskiego 2, 00-908 Warszawa
lider@ita.wat.edu.pl

Streszczenie

Artykuł dotyczy zagadnienia pomiarów „bezpieczeństwa”. Główna teza artykułu głosi, że bezpieczeństwa nie można, w sensie technicznym, pomierzyć. Mierzalny jest natomiast stan ochrony obiektu lub systemu, który to wynik pomiaru może mieć wpływ na subiektywne poczucie bezpieczeństwa.

Słowa kluczowe: bezpieczeństwo, bezpieczeństwo teleinformatyczne, pomiar.

ABOUT SECURITY MEASUREMENT

Summary

The paper presents security/safety measurement problem. Main paper thesis is that security, in technical meaning, is not measurable. Measurable is object or system security state, and measurement result may have impact on a subjective sense of security.

Keywords: safety, security, measurement.

1. WSTĘP

When you can measure what you are speaking about and express it in numbers, you know something about it. But when you cannot measure it, when you cannot express it in numbers, your knowledge is of a meagre and unsatisfactory kind.

Lord Kelvin, 1883

W modnym od początku XXI wieku podejściu „procesowym” dużą wagę w zarządzaniu (jakością, ryzykiem, bezpieczeństwem itp.) przykładą się do wsparcia tego procesu mierzalnymi wskaźnikami. Klasycznym przykładem jest *Capability Maturity Model (CMM)*¹ w którym już dla poziomu 3, tzw. zdefiniowanego, wymaga się aby: „...Większość składowych procesu była monitorowana względem określonych *miar*”, a dla poziomu 4 (zarządzanego): „...Możliwe jest monitorowanie i *pomiar* zgodności z procedurami oraz podjęcie działań w sytuacji, gdy widoczne jest, że procesy nie działają efektywnie”. W zakresie zarządzania bezpieczeństwem informacji przykładem może być planowana, w nowej serii norm ISO/IEC 27000 związanych z bezpieczeństwem, norma ISO/IEC 27004: *System*

Zarządzania Bezpieczeństwem Informacji. Wskaźniki i pomiar.

Bezpośrednio o „pomiarze bezpieczeństwa” jest mowa w publikacji [8] zatytułowanej „*Security Measurement*”. W uznanym standardzie [12] wymaga się, aby miary bezpieczeństwa systemów teleinformatycznych bazowały na celach i zadaniach tych systemów w zakresie bezpieczeństwa, które to cele i zadania określają pożądane rezultaty implementacji programu zapewniania bezpieczeństwa. Wspomniane miary ([12], str. VII):

- muszą przedstawiać informacje ilościowe (procenty, średnie, liczby);
- dane stanowiące podstawę miar muszą być łatwe do uzyskania;
- tylko procesy powtarzalne mogą być brane pod uwagę do pomiarów (w oryginale: *considered for measurement*);
- miary muszą być przydatne do oceny wydajności i zarządzania zasobami.

Firma lub organizacja może opracować i gromadzić miary trzech typów [12]:

- miary „implementacyjne” do mierzenia (w oryginale: *measure*) implementacji polityki bezpieczeństwa;
- miary „efektywności/skuteczności” do mierzenia rezultatów dostarczonych usług z zakresu bezpieczeństwa (w oryginale: *security services*);
- miary „wpływu” do mierzenia wpływu zdarzeń z zakresu bezpieczeństwa na procesy biznesowe lub misję firmy (organizacji).

¹ Opracowany w Software Engineering Institute Carnegie Mellon University, określa wielopoziomowy model referencyjny profesjonalnej dojrzałości firmy/organizacji oraz kryteria jej kwalifikowania do poszczególnych poziomów dojrzałości. Rozwinięcie tego modelu na potrzeby bezpieczeństwa teleinformatycznego jest zawarte w normie [15].

Ożywiona w ostatnich latach działalność publikacyjna (por. np. [1, 8, 16]) i standaryzacyjna ([11, 12, 13, 18, 20]), ma na celu przede wszystkim doprowadzenie do zmniejszenia chaosu terminologicznego² i wypracowanie ogólnie uznawanych „miar bezpieczeństwa”. Niestety, nadal wiele zagadnień związanych z pomiarami bezpieczeństwa pozostaje w sferze dyskusji. Na gruncie polskim dokładają się do tego trudności z jednoznacznym przetłumaczeniem i interpretacją terminów angielskich „*safety*” i „*security*”, zwykle tłumaczonych w obu przypadkach jako „bezpieczeństwo”, co implikuje także trudności z precyzyjnym określeniem przedmiotu pomiaru.

Kolejnym zagadnieniem, mogącym budzić uzasadnione obiektywności u „tradycyjnego” inżyniera, jest używanie terminu „pomiar” nawet tam, gdzie niczego się nie mierzy w sensie fizycznym a jedynie zbiera dane obserwacyjne, oraz swobodne używanie terminów „metryka”³ i „miara”.

Niniejsza publikacja stanowi próbę rozważenia zagadnień określania, pozyskiwania (tutaj pojawia się właśnie dyskusyjny w rozważanym kontekście termin „pomiar”) i zastosowania miar bezpieczeństwa na tle tradycyjnej, formalnej teorii pomiaru. W szczególności powinna zostać znaleziona odpowiedź na pytanie, czy jest uprawnione stosowanie terminu „pomiar”, tak jak stosuje się ten termin w naukach technicznych, w odniesieniu do działań związanych z określaniem różnych miar i wskaźników „bezpieczeństwa”.

2. POMIAR

Za [14] można podać następującą, niesformalizowaną definicję pomiaru (formalna definicja pomiaru jest podana w rozdziale 3):

Definicja 1

Pomiar jest procesem empirycznym obiektywnego przyporządkowania liczb właściwościom obiektów i zdarzeń świata realnego w sposób umożliwiający jego opisanie.

Gdy właściwość przedmiotu lub zdarzenia jest scharakteryzowana liczbą, to liczba ta „niesie” informację o tej właściwości. Liczbę taką, reprezentującą właściwości fizyczne, nazywa się **miarą**. Poza właściwościami fizycznymi istnieją także inne właściwości, dla których odpowiednie miary są problematyczne (trudno jest ustalić skale pomiarowe): „piękno” dzieła sztuki, „bezpieczeństwo” informacji, „smarowalność” masła itp.

Podana definicja pomiaru jako pewnego procesu, zawiera wymagania co do:

— określenia przedmiotu pomiaru;

- przyporządkowania liczb (miar);
- obiektywności;
- empiryczności.

Przez wymaganą w definicji pomiaru „obiektywność” rozumie się to, że liczby przyporządkowane właściwościom muszą być, w granicach błędu, niezależne od obserwatora. W definicji pomiaru nacisk jest położony także na empiryczny charakter procesu pomiarowego. Oznacza to, że:

- 1) pomiar musi być wynikiem **obserwacji** (a nie np. eksperymentu myślowego);
- 2) koncepcja właściwości mierzonej musi być oparta na relacji **empirycznej** (a nie na arbitralnej decyzji).

Pomiar musi być poprzedzony określeniem przedmiotu pomiaru. Mierzenie takiego pojęciowego tworu jak „sprawność zarządzania” czy „bezpieczeństwo teleinformatyczne” musi zawieść, o ile jego koncepcja nie jest wyraźnie sprecyzowana. Pojęciem podstawowym jest tutaj pojęcie „przejawu właściwości” obiektu, cechy abstrakcyjnej, pojedynczej wyczuwalnej cechy obiektu lub zdarzenia, np. twardość materiału, zapach substancji itp. Jeżeli nie istnieje obiektywna reguła klasyfikacji pewnych aspektów obserwowalnych obiektów, to nie ma sensu mówienie o pomiarze.

3. ELEMENTY FORMALNEJ TEORII POMIARU (za [14])

Reprezentacyjna teoria pomiaru [14] rozważa pomiar jako ustanowienie odpowiedniości pomiędzy zbiorem przejawów właściwości i relacji między nimi z jednej strony a zbiorem liczb i relacji między nimi z drugiej strony.

1. *Właściwość jako empiryczny system relacyjny.* Rozpatrzmy pewną właściwość (np. długość) i niech $q_1, q_2, \dots, q_i, \dots$ będą indywidualnymi przejawami tej właściwości. Zbiór wszystkich możliwych przejawów właściwości to:

$$Q = \{q_1, q_2, \dots, q_i, \dots\}$$

Niech

$$\Omega = \{\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_i, \dots\}$$

będzie klasą wszystkich obiektów przejawiających właściwości $q_1, q_2, \dots, q_i, \dots$ ze zbioru Q .

Założmy, że istnieje na Q zbiór $\mathcal{R}$ empirycznych relacji $R_1, R_2, \dots, R_i, \dots, R_n$, i oznaczmy:

$$\mathcal{R} = \{R_1, R_2, \dots, R_i, \dots, R_n\}$$

Właściwość jest empirycznym systemem relacyjnym

$$\mathcal{S} = \langle Q, \mathcal{R} \rangle$$

2. *Liczbowy system relacyjny.*

Niech N będzie klasą liczb i niech

$$\mathcal{P} = \{P_1, P_2, \dots, P_i, \dots, P_n\}$$

² Dobre omówienie tego problemu znajduje się w [1].

³ Zwykle jako dosłowne tłumaczenie angielskiego wyrazu *metrics*.

będzie zbiorem relacji określonych na N tak, że

$$\mathcal{N} = \langle N, \mathcal{P} \rangle$$

jest liczbowym systemem relacyjnym (zwykle $\mathcal{N}$ jest ciałem liczb rzeczywistych).

3. Warunek reprezentatywności.

Warunek ten wymaga, aby pomiar był ustalaniem odpowiedniości pomiędzy przejawami właściwości a liczbami w taki sposób, aby relacje pomiędzy przejawami właściwości implikowały relacje pomiędzy ich obrazami w zbiorze liczb i na odwrót.

Symbolicznie **pomiar** określamy jako obiektywną operację empiryczną:

$$M: Q \rightarrow N \quad (1)$$

taką, że $\mathcal{J} = \langle Q, \mathcal{R} \rangle$ jest odwzorowane homomorficznie w $\mathcal{N} = \langle N, \mathcal{P} \rangle$ przez M i F . F jest jedno-jednoznaczny odwzorowaniem, z dziedziną $\mathcal{R}$ i przeciwdziedziną $\mathcal{P}$:

$$F: \mathcal{R} \rightarrow \mathcal{P}$$

tak, że można zapisać:

$$P_i = F(R_i); \quad P_i \in \mathcal{P}; \quad R_i \in \mathcal{R};$$

P jest n -członową relacją wtedy i tylko wtedy, jeżeli jest obrazem według F n -członowej relacji R . Homomorficzność odwzorowania oznacza, że dla każdego $R_i \in \mathcal{R}$ i każdego $P_i \in \mathcal{P}$ oraz $P_i = F(R_i)$ zachodzi związek:

$$R_i(q_1, \dots, q_i, \dots, q_n) \Leftrightarrow P_i[M(q_1), \dots, M(q_i), \dots, M(q_n)]$$

Pomiar jest homomorfizmem, ponieważ operacja M nie jest jedno-jednoznaczna, odwzorowuje ona mianowicie oddzielne, lecz nierozróżnialne przejawy w tę samą liczbę.

Uporządkowana czwórka

$$\mathcal{L} = \langle \mathcal{J}, \mathcal{N}, M, F \rangle \quad (2)$$

nazywa się **skalą pomiarową** dla $n_i = M(q_i)$. Obraz q_i w N według M jest nazywany **miarą q_i według skali $\mathcal{L}$** .

W praktyce istnieje wiele sytuacji, w których obiekty realnego świata, ich cechy i charakterystyki są reprezentowane nie za pomocą liczb, lecz umownych symboli. Zdefiniujmy symbol jako przedmiot lub zdarzenie, które ma określony stosunek do pewnego bytu (przedmiotu lub zdarzenia innego rodzaju), umożliwiającą ujawnienie o tym bycie informacji.

Niech Q będzie zbiorem bytów i niech $\mathcal{R}$ będzie pewnym zbiorem relacji na Q , tworzącym z nim system relacyjny:

$$\mathcal{J} = \langle Q, \mathcal{R} \rangle$$

Q może być zbiorem obiektów, zdarzeń, bytów abstrakcyjnych itp., a relacje zbioru R nie muszą

mieć charakteru empirycznego. Niech Z będzie zbiorem przedmiotów lub zdarzeń, które będą użyte jako symbole, i niech $\mathcal{P}$ będzie zbiorem relacji określonych albo istniejących w Z i stanowiących wraz z nim system relacyjny:

$$\mathcal{Z} = \langle Z, \mathcal{P} \rangle$$

Wraz z F odwzorowującym $\mathcal{R}$ na $\mathcal{P}$, tak jak w przypadku pomiaru, można zdefiniować M jako odwzorowanie Q w (na) Z takie, że M i F odwzorowują $\mathcal{J}$ homomorficznie w (na) $\mathcal{Z}$.

Reprezentacja bytów Q symbolami Z ma postać:

$$\mathcal{K} = \langle \mathcal{J}, \mathcal{Z}, M, F \rangle \quad (3)$$

Niech $Z_i = M(q_i)$ będzie obrazem q_i w Z według M . Wtedy Z_i jest nazywane symbolem q_i według $\mathcal{K}$ a q_i znaczeniem z_i według $\mathcal{K}$, natomiast $\mathcal{K}$ nazywa się **kodeksem** albo symbolizmem.

Przedstawiona w tym rozdziale teoria pomiaru może być stosowana zatem również w ogólniejszym przypadku reprezentacji za pomocą symboli. Takie reprezentacje **nie stanowią pomiarów**, ale mają z nimi zasadnicze cechy wspólne – najważniejszą cechą wyróżniającą pomiar jest to, że przyporządkowanie liczb w jego procesie jest obiektywne i reprezentuje fakty empiryczne.

4. DYSKUSJA WYMAGAŃ DEFINICJI POMIARU

Zagadnienia bezpieczeństwa teleinformatycznego należą do tych zagadnień, w których problemy pomiaru są trudne – istnieje wiele obiektywnych obserwacji eksperymentalnych i teorii jakościowych, przy czym nie ma możliwości przeprowadzenia pomiarów (podobnie jak w naukach społecznych i behawiorystycznych). Oprócz przedstawionych w kolejnych podrozdziałach wymagań definicji 1, należy mieć na uwadze, że z terminem „pomiar” związane są zwykle narzędzia pomiarowe. Oznacza to, że należałoby rozważyć nie tylko co i jak, ale także za pomocą czego (jakich narzędzi) będzie mierzone.

4.1. Określenie przedmiotu pomiaru

W zależności od przeznaczenia i konstrukcji systemu teleinformatycznego rozróżnia się zwykle tzw. *bezpieczeństwo na zewnątrz* oraz *bezpieczeństwo do wewnątrz*. Termin „bezpieczeństwo na zewnątrz” określa ochronę przed **zagroženiami dla środowiska** (w tym dla człowieka) w którym pracuje system komputerowy, spowodowane nieprawidłowym działaniem tego systemu komputerowego. Dotyczy to głównie systemów sterowania (zwykle są to systemy czasu rzeczywistego), takich jak systemy monitorujące stan pacjenta w szpitalu, systemy kontroli działania elektrowni jądrowej, systemy nadzoru ruchu

kolejowego czy też systemy pokładowe np. samolotów. W języku angielskim ogół zagadnień związanych z ochroną tego typu (w sensie: niedopuszczania do katastrof [2]) określa się zwykle terminem *safety*.

Termin „bezpieczeństwo do wewnątrz” określa ochronę przed **zagroženiami dla informacji** przechowywanej, przetwarzanej i przesyłanej w systemie teleinformatycznym. Dotyczy to głównie sieci teleinformatycznych banków, firm, organizacji naukowych itd. W języku angielskim ogół zagadnień związanych z ochroną tego typu (w sensie: niedopuszczania do utraty tajności, integralności, dostępności informacji) określa się zwykle terminem *security*.

Dalsze rozważania w niniejszej publikacji będą dotyczyły wyłącznie ostatniego typu bezpieczeństwa, nazywanego dalej bezpieczeństwem teleinformatycznym. Proponowana definicja tej nazwy [7] jest następująca:

Definicja 2

*Termin **bezpieczeństwo teleinformatyczne** oznacza poziom uzasadnionego⁴ zaufania, że potencjalne straty wynikające z niepożądanego (przypadkowego lub świadomego) ujawnienia, modyfikacji, zniszczenia lub uniemożliwienia przetwarzania informacji przechowywanej i przesyłanej za pomocą systemów teleinformatycznych nie zostaną poniesione.*

Z definicji tej wynika, że bezpieczeństwo teleinformatyczne dotyczy **informacji** oraz pośrednio, jako środka przechowywania, przesyłania i przetwarzania informacji, **systemów teleinformatycznych**. Warto sobie uświadomić, że celem wszelkich działań z zakresu bezpieczeństwa teleinformatycznego jest ochrona informacji a nie komputerów.

Można zauważyć, że „bezpieczeństwo” nie jest ani obiektem, ani zdarzeniem (nie podpada więc pod podaną w rozdz. 2 definicję pomiaru) – to imponderabilia z dziedziny psychologii.

4.2. Przyporządkowanie liczb (miar)

Istnieje rozbieżność w poglądach co do tego, jakie przyporządkowanie liczbowe można uznać za pomiar. Uznawane, acz dyskutowane wciąż poglądy to [14]:

- 1) pomiarem jest każde empiryczne i obiektywne przyporządkowanie liczb, które opisuje przejawy właściwości (pogląd uznawany w naukach społecznych i behawiorystycznych);
- 2) pomiarem jest tylko takie przyporządkowanie liczb, które odwzorowują w pewien sposób stosunek przejawu właściwości do wielkości wzorcowej przyjętej za jednostkę miary (pogląd uznawany przez ogół techników i fizyków);

- 3) pomiarem może być tylko takie przyporządkowanie liczb, które implikuje przynajmniej empiryczny porządek przejawów właściwości, odpowiadający koncepcji uporządkowania według wielkości⁵.

Warto zauważyć, że pogląd drugi wymaga ustalenia jednostki miary. Nasuwa się tutaj natychmiast pytanie, jaka jest jednostka miary „bezpieczeństwa”? Nie ma dotąd takiej jednostki, jaką np. dla napięcia jest *volt* [V] a dla natężenia prądu *amper* [A]. Zatem pogląd drugi, techniczny, w dziedzinie bezpieczeństwa teleinformatycznego nie ma racji bytu. Z przyczyn praktycznych należy odrzucić pogląd pierwszy na korzyść trzeciego, bo tylko on wymaga uporządkowania miar, niezbędnego np. w ocenie poziomu bezpieczeństwa.

Pomiary właściwości fizycznych, dla których można skonstruować empiryczne działanie dodawania, nazywa się pomiarami ekstensywnymi. W „bezpieczeństwie”, podobnie jak w naukach społecznych, istnieje wiele właściwości, których nie można empirycznie dodawać, i których nie można wyprowadzić z wielkości addytywnych.

4.3. Obiektywność

Jak stwierdzono w rozdz.4.1, „bezpieczeństwo” nie jest ani obiektem, ani zdarzeniem (nie podpada więc pod podaną w rozdz. 2 definicję pomiaru). Ale obiektem może być system teleinformatyczny wraz ze środowiskiem eksploatacyjnym [4]. Wtedy „bezpieczeństwo” można uznać za jeden z „przejawów właściwości” takiego obiektu. Rzecz w tym, że co najmniej dyskusyjne jest mówienie o obiektywnej regule klasyfikacji bezpieczeństwa – zgodnie z definicją jest ono subiektywnym odczuciem, co najwyżej wspartym mało obiektywnymi przesłankami w postaci analizy ryzyka⁶.

W technice przez obiektywność rozumie się, że **liczby** przyporządkowane właściwościom muszą być w granicach błędu, niezależnie od obserwatora. W dziedzinie bezpieczeństwa korzysta się zwykle nie z miar liczbowych a **symboli** (miar opisowych, np. określa się ryzyko jako wysokie, średnie lub niskie). Ze względu na rozmytość takich pojęć, wyniki uzyskiwane najczęściej na drodze ankietowania (tj. uzyskiwane od ludzi wypowiadających się na dany temat na podstawie swoich odczuć), nie spełniają kryterium obiektywności.

⁵ Właściwość jest nazywana *wielkością*, jeżeli w jej empirycznym systemie relacyjnym znajduje się relacja porządkująca, która umożliwia uporządkowanie pojedynczych przejawów w sposób formalnie podobny do uporządkowania liczb przez relację równy, większy, mniejszy.

⁶ Warto tutaj zauważyć, że warunek ten (obiektywność) nie jest spełniony np. przy podawaniu miar ryzyka (istotny element oceny „bezpieczeństwa”), gdy korzysta się z ocen ekspertów.

⁴ Np. analizą ryzyka.

Zakładając, że wspomniane miary opisowe dotyczą one obiektów i zdarzeń, takich jak np. zasoby teleinformatyczne i incydenty naruszenia ustalonych zasad bezpieczeństwa, stosowane „mierzenie” dotyczy tej części formalizmu, który jest przedstawiony pod koniec rozdziału 3. Oznacza to, że nie używa się tutaj skal pomiarowych (w sensie wzoru 2) a jedynie oznaczania symbolicznego (w sensie wzoru 3).

4.4. Empiryczność

W rozdz. 4.2. uzasadniono wybór poglądu trzeciego jako odpowiedniego dla dziedziny bezpieczeństwa teleinformatycznego. Dyskusji wymaga używane w tym poglądzie stwierdzenie „... empiryczny porządek przejawów właściwości ...”. Empiryzm oznacza tutaj, że:

- koncepcja właściwości mierzonej musi być oparta na relacji empirycznej. W zakresie bezpieczeństwa nie jest to spełnione, ponieważ definicja właściwości takiej jak „bezpieczeństwo” jest całkowicie arbitralna;
- „porządek przejawów właściwości” powinien wynikać z doświadczenia, a nie z arbitralnie przyjętych kryteriów klasyfikacyjnych. A zatem z tych samych powodów co w punkcie poprzednim, również „porządek przejawów właściwości” w dziedzinie bezpieczeństwa nie może być uznany za empiryczny (por. także różnorodne standardy z zakresu oceny bezpieczeństwa teleinformatycznego, takie jak Common Criteria, ITSEC, TCSEC)⁷.

5. PODSUMOWANIE

Z przedstawionych w poprzednich rozdziałach rozważań wynika, że „bezpieczeństwo” jest niemierzalne w sensie pomiarów technicznych. W rozdziale 4 wypunktowano, że:

- bezpieczeństwo nie jest obiektem ani zdarzeniem, tylko kategorią psychologiczną. Mierzyć, w sensie technicznym, można tylko przejawy właściwości obiektów lub zdarzeń;
- w dziedzinie bezpieczeństwa operuje się miarami arbitralnymi a nie empirycznymi;
- miary są najczęściej symboliczne a nie liczbowe (z miar prostych wyprowadza się, por. np. [18], wskaźniki liczbowe, np. procentowe).

To, co faktycznie robi się w dziedzinie bezpieczeństwa teleinformatycznego, to **zbieranie danych stanowiące podstawę opracowania wskaźników na podstawie których będą wydawane sądy** o np. osiągnięciu (lub nie) założonych celów. Przykładem mogą być tutaj zapisy normy PN-I-02000: „Technika

informatyczna. Zabezpieczenia w systemach informatycznych” gdzie jest podana jest definicja „oceny”: *ocenianiem bezpieczeństwa informacji w systemach teleinformatycznych nazywa się proces określenia wartości miary gwarantowanej odporności systemu teleinformatycznego na czynniki mogące spowodować utratę tajemności⁸, integralności i dostępności przetwarzanej w nim informacji.*

W tej samej normie wyjaśnia się, jak interpretowany jest termin **miara** (w kontekście *miary gwarantowanej odporności; assurance* w angielskojęzycznym oryginale). Otóż miara ta, to „pewność, że obiekt oceniany spełnia cele zabezpieczenia”. Do tej definicji są dodane wyjaśnienia:

- że jest to „właściwość obiektu ocenianego dająca podstawy, aby sądzić, że jego funkcje zabezpieczenia realizują politykę zabezpieczenia obiektu”;
- że „skuteczność i poprawność są głównymi aspektami pewności”⁹.

Zgodnie z ogólnie przyjętymi poglądami, **ocena** to sąd wartościujący, wszelka wypowiedź wyrażająca dodatnie lub ujemne ustosunkowanie się wypowiadającego do kogoś lub czegoś. Oceny są uwarunkowane psychicznie i społecznie, zmieniają się historycznie, zgodnie ze zmianami systemów wartości, do których należą.

Podaną za wspomnianą normą definicję można zatem rozpisać tak: osoba oceniająca ma się wypowiedzieć na temat skuteczności i poprawności spełniania funkcji zabezpieczenia przez obiekt oceniany. Ten proces wypracowywania oceny i samą ocenę zwykle nazywa się, jak wynika z dotychczasowych rozważań niepoprawnie, *pomiarom bezpieczeństwa*.

W kontekście diagnostyki technicznej warto zadać sobie pytanie czy, skoro bezpieczeństwo jest w sensie technicznym niemierzalne, można je diagnozować? Zdaniem autora tak, ale przechodząc z rozmytej kategorii „bezpieczeństwo” na bardziej precyzyjną „stan ochrony”¹⁰ – można ustalić/zdefiniować stany ochrony i w procesie diagnozowania określić, jaki ze zdefiniowanych wcześniej stanów został osiągnięty.

Przykładem takiej diagnozy jest w dziedzinie bezpieczeństwa teleinformatycznego audyt informatyczny i audyt bezpieczeństwa teleinformatycznego [5], [6].

⁸ Tajność opisuje stopień ochrony informacji jakiej ma ona podlegać. Stopień ten jest uzgadniany przez osoby lub organizacje dostarczające i otrzymujące informację (z tajemnością jest ściśle związana *dotycząca ludzi* poufność, czyli prawo jednostki do decydowania o tym, jakimi informacjami chce się podzielić i jakie jest skłonna przyjąć).

⁹ Warto skonfrontować te zapisy dotyczące miary z wymaganiami formalnej teorii pomiarów przedstawionej w rozdziale 3.

¹⁰ Czyli przyjęcie manifestu Galileusza „uczynienia niemierzalnego mierzalnym”.

⁷ ITSEC - Information Technology Security Evaluation Criteria.
 TCSEC - Trusted Computer System Evaluation Criteria.

LITERATURA

- [1] Caseley P.: *Safety Process Measurement – a Review*. DSTL/CP06715 V1. UK. 2003.
- [2] Jaźwiński J., Ważyńska-Fiók K.: *Bezpieczeństwo systemów*. PWN. Warszawa. 1993.
- [3] Liderman K.: *Miernictwo i diagnostyka systemów komputerowych*. WAT. Warszawa. 1994.
- [4] Liderman K.: *System bezpieczeństwa teleinformatycznego*. Biuletyn IAI R. Nr 17. WAT. Warszawa. 2002.
- [5] Liderman K., Patkowski A.: *Metodyka przeprowadzania audytu z zakresu bezpieczeństwa teleinformatycznego*. Biuletyn IAI R. Nr 19. WAT. Warszawa. 2003.
- [6] Liderman K.: *Czy „audyt bezpieczeństwa teleinformatycznego” jest tym samym co „audyt informatyczny”?* Biuletyn IAI R. Nr 21. WAT. Warszawa. 2004.
- [7] Liderman K.: *Podręcznik administratora bezpieczeństwa teleinformatycznego*. MIKOM. Warszawa. 2003. ISBN 83-7279-377-8
- [8] Murdoch J.: *Security Measurement*. PSM White Paper, v.3.0. 13 Jan. 2006.
- [9] Rozwadowski T.: *Diagnostyka techniczna obiektów złożonych*. WAT. Warszawa. 1983.
- [10] Stokalski A.: *Elementy teoretycznych podstaw inżynierii procesów przetwarzania informacji*. Dodatek do biuletynu WAT. Warszawa. 1982.
- [11] Stoneburner, G.: NIST SP 800-33, *Underlying Technical Models for Information Technology Security*, December 2001, NIST.
- [12] Swanson, M., et al.: NIST Special Publication 800-55, *Security Metrics Guide for Information Technology Systems*, July 2003, NIST.
- [13] Swanson, M., et al.: NIST Special Publication 800-26, *Security Self-Assessment Guide for Information Technology Systems*.
- [14] Sydenham P.H. (red.): *Podręcznik metrologii*. WKŁ. Warszawa. 1988
- [15] Szewczyk A.: *Diagnostyka systemów informacyjnych. Problemy podstawowe*. W: Informatyka 11/92.
- [16] Wang Ch., Wulf W.: *Towards a framework for security measurement*. Dep. of Comp. Sc. University of Virginia.
- [17] Żurkowski Z.: *Systemy komputerowe w zastosowaniach związanych z bezpieczeństwem*. Str.20-28. W: Informatyka, nr 3. 1995.
- [18] Corporative Information Security Working Group: *Report of a best practices and metrics team*. 10 January 2005.
- [19] PN-I-02000: *Technika informatyczna. Zabezpieczenia w systemach informatycznych*. 1998.
- [20] ISO/IEC 21827 (v.3.0): *System Security Engineering Capability Maturity Model (SSE-CMM)*.

Krzysztof LIDERMAN, absolwent Wojskowej Akademii Technicznej, jest mianowanym adiunktem w Instytucie Teleinformatyki i Automatyki WAT. W swojej pracy naukowej i dydaktycznej zajmował się projektowaniem systemów komputerowych oraz teorią i praktyką systemów eksperckich. Od ponad 10 lat swoje zainteresowania ukierunkowuje na bezpieczeństwo teleinformatyczne.

Autor książek „Projektowanie systemów komputerowych” i „Podręcznik administratora bezpieczeństwa teleinformatycznego” oraz licznych publikacji naukowych oraz popularyzatorskich z bezpieczeństwa teleinformatycznego.

BADANIE MODELI MODALNYCH FUNDAMENTÓW DUŻYCH MASZYN ENERGETYCZNYCH

Piotr KUROWSKI

AGH, Katedra Robotyki i Mechatroniki

Al. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków, (12) 617 31 28, fax. (12) 634 35 05, kurowski@agh.edu.pl

Streszczenie

Analiza modalna jest narzędziem szeroko stosowanym do rozwiązywania wielu problemów u podstaw, których leżą zagadnienia związane z drganiami układów mechanicznych. W przypadku dużych maszyn energetycznych pojawiają się jednak problemy które często w innych przypadkach mają mniejsze znaczenie. W artykule przedstawiono typową metodologię badań modalnych oraz pokazano problemy i trudności pojawiające się w trakcie badań fundamentów dużych maszyn energetycznych.

Słowa kluczowe: analiza modalna, przetwarzanie sygnałów, metody pomiarowe.

RESEARCH INTO MODAL MODEL OF POWER PLANT FOUNDATIONS

Summary

Modal analysis is wide used tool for solving problems related with vibrations of mechanical systems. In case of big power machines the problems are usually different that in case of other smallest systems. In the paper typical modal analysis methodology is presented. There are also showed problems and difficulties that appears during tests of foundations of such turbine generators.

Keywords: modal analysis, signal processing, measurements methods.

1. WSTĘP

Modele modalne są powszechnie stosowaną formą opisu dynamiki konstrukcji mechanicznych. Znajdują one zastosowanie zarówno w diagnozowaniu stanu badanej maszyny jak również mogą być stosowane w procesie monitoringu. W praktyce badawczej najczęściej wykorzystywana jest eksperymentalna analiza modalna (EMA – ang. Experimental Modal Analysis) oraz operacyjna (eksploatacyjna) analiza modalna (OMA ang. Operational Modal Analysis). Trudności związane ze stosowaniem EMA oraz OMA sprawiają, iż coraz częściej szczególnie w przypadkach maszyn energetycznych rozpatrywany jest model OMAX. Założenia teoretyczne związane ze wszystkimi rodzajami analiz są bardzo podobne. W każdym przypadkach zakładana jest: liniowość badanych układów, stałość współczynników modelu modalnego w czasie eksperymentu, spełnienie zasady wzajemności Maxwella, obserwowalność układu, możliwość pomiaru wszystkich niezbędnych w czasie identyfikacji charakterystyk, oraz małe lub proporcjonalne tłumienie w badanym układzie. Założenia powyższe pozwalają na zastosowanie zasady superpozycji modalnej do badanego układu oraz przedstawienie go jako sumy rozprzężonych oscylatorów harmoniczných o jednym stopniu swobody. Różnice pomiędzy EMA i OMA związane są ze sposobem wymuszenia badanego obiektu. W eksperymentalnej analizie modalnej

zakłada się zastosowanie czynnego eksperymentu identyfikacyjnego. Badany układ poddawany jest kontrolowanemu oraz mierzalnemu wymuszeniu. Zakłada się, iż poza kontrolowaną (i mierzoną) siłą do układu nie jest dostarczane inne wymuszenie, a wszystkie dodatkowe oddziaływania traktowane są jako zakłócenia. Podejście takie bardzo dobrze sprawdza się z w warunkach laboratoryjnych, w których badany obiekt jest wyizolowany od swojego naturalnego środowiska pracy oraz zewnętrznych czynników zakłócających. Mały wpływ zakłóceń zewnętrznych sprawia, iż charakterystyki pomiarowe są zazwyczaj dobrej jakości, co pozwala na bezproblemową identyfikację parametrów modelu modalnego. Problem stanowi zazwyczaj uzyskanie tzw. warunków laboratoryjnych. Operacja taka często jest skomplikowana technicznie, czasochłonna a co za tym idzie kosztowna. W przypadku obiektów o dużych gabarytach i wielkiej wadze takich jak generatory ich fundamentowania oraz inne obiekty budownictwa lądowego nie jest w ogóle możliwa do przeprowadzenia. W takim przypadku, gdy wyizolowanie obiektu badań nie jest możliwe wszelkie zakłócenia znacznie pogarszają jakość charakterystyk pomiarowych zwiększając jednocześnie rozrzut estymatorów parametrów modelu modalnego. Szczególnie duże zakłócenia rejestrowane są zazwyczaj w trakcie badań maszyn energetycznych. Występują tutaj zakłócenia związane z pracą sąsiednich maszyn, które najczęściej są na poziomie rejestrowanego sygnału

pomiarowego. Charakterystyki pomiarowe uzyskane w ten sposób są najczęściej mało użyteczne dla estymacji parametrów modelu modalnego. Sytuację mogłoby poprawić wyłączenie wszystkich pracujących maszyn. W warunkach przemysłowych sytuacja taka jest jednak niezmiernie rzadka. Innym problemem pojawiającym się w trakcie badania dużych obiektów jest dostarczenie odpowiedniej siły wymuszającej. W klasycznej eksperymentalnej analizie modalnej wykorzystane są najczęściej trzy rodzaje przebiegów wymuszających: impulsowe, szum losowy oraz sygnały zbudowane z zestawów odpowiednio przygotowanych funkcji harmonicznym. Wymuszenie impulsowe najczęściej stosowane jest w trakcie badań wstępnych. Eksperyment przeprowadzany jest w znacznie krótszym czasie w porównaniu z pozostałymi sposobami wymuszenia jednak charakterystyki pomiarowe są zazwyczaj gorszej jakości. Dwa pozostałe sposoby dostarczania kontrolowanego wymuszenia wymagają zastosowania dodatkowych układów generujących drgania tzw. wzbudników. W praktyce przemysłowej zastosowanie wzbudników jest znacznie ograniczone. Układy tego typu pozwalające na generowanie sił wymuszających na odpowiednim poziomie są kosztowne oraz niewygodne w użyciu ze względu na duże gabaryty oraz ciężar. Inną trudnością związaną z wymuszeniem drgań pojawiającym się szczególnie w przypadku dużych obiektów wymuszanych sygnałami impulsowymi jest problem jedynie lokalnego oddziaływania wymuszenia na badaną konstrukcję. Z jednej strony siła, z jaką trzeba oddziaływać na konstrukcję powinna być na tyle duża by odpowiedź mogła zostać zarejestrowana w dowolnym punkcie na konstrukcji z drugiej jednak nie może być ona niszcząca dla konstrukcji. W praktyce badań modalnych dużych maszyn energetycznych oraz ich fundamentów okazuje się, iż sygnały odpowiedzi są często niedetektowalne z uwagi na maskowanie ich przez zakłócenia. Najczęściej jest to spowodowane brakiem możliwości izolacji obiektu, na którym dokonywane są pomiary od otoczenia oraz wysokim poziomem zakłóceń związanych z pracą sąsiadujących maszyn.

Innym rozwiązaniem, które w ostatnich latach bardzo często stosowane jest do badania maszyn w trakcie ich normalnej pracy jest metoda OMA. Jak zaznaczono wcześniej podstawowa różnica w stosunku do metod EMA jest związana ze sposobem wymuszenia obiektu. W OMA zakłada się, iż obiekt wymuszany jest jedynie białym szumem losowym. Estymacja parametrów modelu modalnego bazuje w tym przypadku jedynie na znajomości przebiegów odpowiedzi badanego układu na naturalne wymuszenie eksploatacyjne. Sytuacja taka rodzi kilka konsekwencji zarówno pozytywnych jak i negatywnych. Po pierwsze w większości przypadków nie jest możliwe dokonywanie pomiaru siły wymuszającej. Siły eksploatacyjne zazwyczaj nie są związane z konkretnym miejscem na konstrukcji ale mają jakiś rozkład przestrzenny. W praktyce nie ma możliwości bezpośredniego pomiaru sił

eksploatacyjnych. Możliwe jest czasem ich szacowanie np. poprzez zastosowanie metod odwrotnej identyfikacji, jednakże w tym przypadku konieczne jest posiadanie zweryfikowanego modelu układu. Kolejny aspekt dotyczący szczególnie pracy maszyn energetycznych jest związany z dużym zróżnicowaniem warunków dynamicznych w trakcie normalnej pracy oraz w trakcie stanów przejściowych. Maszyny energetyczne projektowane są w ten sposób, aby w trakcie stabilnej pracy znajdowały się one w optymalnym dla siebie punkcie na charakterystyce częstotliwościowej. Dlatego w większości przypadków kluczowymi dla maszyn energetycznych momentami są stany przejściowe związane z rozbiegami czy też wybiegami. Stany te niosą bardzo dużą informację o parametrach dynamicznych maszyny i często, jeśli tylko istnieje taka możliwość wykorzystywane są do gromadzenia takiej informacji. Z punktu widzenia OMA model modalny powinien być estymowany na podstawie pomiarów dokonanych w warunkach stacjonarnych. Stąd często dochodzi do sytuacji, w której w trakcie normalnej pracy, wymuszenie eksploatacyjne nie pozwala na odpowiednio dobre wymuszenie wszystkich biegunów układu wzbudzanych np. w stanach przejściowych. Powoduje to w konsekwencji trudności w identyfikacji tych biegunów. Model modalny otrzymany w wyniku OMA jest związany z konkretnym punktem pracy badanej maszyny i dlatego jego uogólnianie często daje niedobre rezultaty.

Kolejną niedogodnością związaną z użyciem OMA dla przypadku badania maszyn energetycznych jest założenie jedynie losowego wymuszenia działającego na badany układ. Założenie to powoduje, iż zakłócenia harmoniczne związane np. z pracą innych maszyn wirujących znajdujących się w pobliżu traktowane są jako dodatkowe bieguny estymowanego modelu. Z tego powodu konieczna jest dodatkowa inspekcja parametrów otrzymanego modelu modalnego i usunięcie z niego nadmiarowych biegunów.

W ostatnich latach coraz częściej stosowana jest integracja cech OMA i EMA w postaci modelu OMAX. Struktura taka dopuszcza zarówno możliwość kontrolowanego wymuszania drgań obiektu jak i pozwala na wykorzystanie naturalnego wymuszenia eksploatacyjnego. Wydaje się iż taka postać modelu modalnego jak najlepiej nadaje się do identyfikacji parametrów maszyn energetycznych.

Powyższe rozważania pokazują, iż zagadnienie związane z uzyskiwaniem modeli modalnych maszyn energetycznych nie jest sprawą trywialną i wymaga dużej uwagi i doświadczenia zarówno pomiarowego jak i wiedzy praktycznej w trakcie estymacji parametrów modelu modalnego.

2. PODSTAWY ESTYMACJI PARAMETRÓW MODELI MODALNYCH

Estymacje parametrów modeli modalnych można przeprowadzać w dziedzinie czasu lub częstotliwości. W pierwszym przypadku podstawą

do estymacji parametrów jest przebieg czasowy wymuszenia i odpowiedzi układu lub bezpośrednio przebieg impulsowej funkcji przejścia. W przypadku metod estymacji realizowanych w dziedzinie częstości podstawą estymacji parametrów są przebiegi widm wymuszenia i odpowiedzi lub zmierzone przebiegi charakterystyk częstościowych. W praktycznych zastosowaniach w diagnostyce podstawowymi metodami są klasyczne metody realizowane w dziedzinie częstotliwości. Jest to podyktowane faktem możliwości ograniczenia pasma częstotliwości, do tych częstotliwości, w których obserwuje się zmiany przebiegów drgań w procesie eksploatacji.

Oddzielną grupę metod stanowią metody estymacji parametrów modalnych oparte na znajomości modelu układu w postaci szeregu regresyjnego, najczęściej typu ARMAX.

Przeprowadzający analizę musi dysponować pewnym doświadczeniem badawczym, które umożliwi mu wybór metody. Przy wyborze należy zwrócić uwagę na następujące aspekty:

- złożoność obliczeń numerycznych.
- zakres badanych częstości.
- wartości tłumienia w układzie.
- rodzaj zastosowanego eksperymentu.

Metody estymacji realizowane w dziedzinie czasu z punktu widzenia obliczeń numerycznych są lepiej uwarunkowane ze względu na specyficzne przebiegi charakterystyk częstościowych (bardzo silne nachylenie zboczy przebiegów funkcji, których aproksymacja za pomocą założonych funkcji, o parametrach takich samych jak parametry modalne badanych układów, prowadzi do estymacji szukanych parametrów). Również z numerycznego punktu widzenia aproksymacja metodą najmniejszych kwadratów w dziedzinie częstości jest trudniejsza do realizacji ze względu na możliwość występowania lokalnych minimów. Z tego też powodu metody estymacji w dziedzinie czasu są bardziej efektywne dla danych zaszumionych. Stosując je unika się dodatkowych błędów wynikających z przecieków widma, aliasingu lub stosowania okien czasowych itp. Z drugiej jednak strony metody w dziedzinie częstości dają łatwiejszą możliwość uśredniania danych, które stosuje się do usuwania z mierzonych przebiegów szumów o wartości średniej równej zeru.

Jeżeli analizę przeprowadza się dla szerokiego zakresu częstości, to korzystniejsze jest stosowanie metod w dziedzinie czasu. Jeżeli wpływ postaci drgań występujących poza badanym zakresem jest duży, korzystniejsze jest stosowanie metod w dziedzinie częstości.

Dla układów z dużym tłumieniem łatwiejsze jest wyznaczenie biegunów układu na podstawie charakterystyk zmierzonych w dziedzinie częstości. Przyczyną tego jest krótki czas trwania odpowiedzi impulsowej postaci silnie tłumionych, co utrudnia analizy w dziedzinie czasu.

Jeżeli dysponuje się zmierzonymi w czasie eksperymentu przebiegami czasowymi odpowiedzi i wymuszenia, to istnieje możliwość zastosowania

metod estymacji zarówno w dziedzinie czasu jak i częstości. W przypadku kilku rodzajów eksperymentu, np. wymuszenia sinusoidalnie zmiennego o zmiennej skokowo częstości, z nierównomiernie rozłożonymi częstościami, stosuje się metody oparte o wcześniejszą identyfikację modeli, których parametry nie zależą od tych wielkości.

Metody sformułowane dla jednego stopnia swobody mogą być stosowane dla zgrubnego oszacowania parametrów modalnych oraz gdy nie dysponuje się odpowiednio dobrym sprzętem obliczeniowym i oprogramowaniem. Z metod stosowanych dla wielu stopni swobody do wyznaczania biegunów układu oraz współczynników udziału poszczególnych postaci drgań najczęściej wykorzystuje się metodę aproksymacji przebiegów czasowych funkcjami eksponencjalnymi (LSCE), natomiast do wyznaczenia postaci drgań własnych metodę najmniejszych kwadratów w dziedzinie częstości.

3. ZASTOSOWANIE EMA

W praktyce estymacji parametrów modelu modalnego rzadko stosuje się bezpośrednio dane pomiarowe w formie nieobrobionych przebiegów czasowych. Najczęściej dla potrzeb estymacji modelu EMA rejestrowane są widmowe funkcje przejścia (WFP). Sytuacja taka podyktowana jest kilkoma względami. Pierwszy z nich związany jest z redukcją rozmiaru danych pomiarowych. Metody estymacji parametrów modelu wymagają, aby dostępne były odpowiednio długie realizacje danego procesu, aby estymatory posiadały odpowiednie znaczenie statystyczne. Z drugiej jednak strony archiwizacja i przetwarzanie długich przebiegów czasowych jest bardzo niewygodne. W praktyce pomiarowej stosowana jest, więc technika pozwalająca na redukcję rozmiaru danych pomiarowych bez pogarszania jakości estymatorów. Polega ona na estymacji widmowych funkcji przejścia bezpośrednio w trakcie pomiarów. Jeszcze kilka lat temu rozwiązanie takie wymagało specjalizowanej aparatury pomiarowej wykorzystującej dedykowane procesory sygnałowe do wyznaczania szybkiego przekształcenia Fouriera będącego podstawą do wyznaczania WFP. W chwili obecnej komputery klasy PC wykorzystywane w celach pomiarowych są wystarczająco szybkie, aby takie estymatory wyznaczać bezpośrednio na procesorze głównym. Sprawia to znaczne obniżenie wymagań, co do części pomiarowej sprzętu.

Drugi aspekt związany jest z tym, iż najczęściej w trakcie pomiaru nie jest dostępna wystarczająca liczba kanałów pomiarowych na to, aby cały model został zebrany jednocześnie. W praktyce stosowane rozwiązanie polega na podziale całego procesu pomiarowego na sesje pomiarowe. W jednej sesji dokonywany jest pomiar jedynie na części badanego obiektu, a cały pomiar składa się z wielu niezależnych sesji. Estymacja parametrów modelu modalnego powinna zostać dokonana globalnie tzn. jednocześnie dla wszystkich dostępnych punktów

pomiarowych. Niezależność sesji pomiarowych dopuszcza zmiany parametrów pracy układu np. związanych z wymuszeniem. Zastosowanie estymacji WFP powoduje dodatkowo normalizację pomiarów związanych z konkretną sesją pomiarową na przypadek ogólny. W przypadku estymacji WFP konieczne jest założenie punktu lub punktów referencyjnych, w których pomiar wykonywany jest w każdej sesji pomiarowej. Najczęściej jako referencyjne przyjmowane są punkty, w których do układu dostarczane jest wymuszenie.

Z teoretycznego punktu widzenia dopuszczane jest zastosowanie punktów, w których mierzone są odpowiedzi układu jako referencyjnych. W praktyce pomiarowej szczególnie dla złożonych obiektów założenie takie jest ciężkie do zrealizowania. Wymaga ono, bowiem przyłożenia wymuszenia we wszystkich punktach oraz we wszystkich kierunkach na badanym obiekcie, co najczęściej jest nierealizowalne technicznie. Oczywiście w trakcie przeprowadzania pomiaru nie jest możliwa zmiana punktów referencyjnych, ponieważ uniemożliwiłoby to globalną normalizację danych pomiarowych.

W badaniach modalnych możliwe jest zastosowanie kilku estymatorów WFP.

$$H_1(j\omega) = \frac{S_{yx}(j\omega)}{S_{xx}(j\omega)},$$

$$H_2(j\omega) = \frac{S_{yy}(j\omega)}{S_{yx}(j\omega)},$$

$$|H_3(j\omega)|^2 = \frac{S_{yy}(j\omega)}{S_{xx}(j\omega)}$$

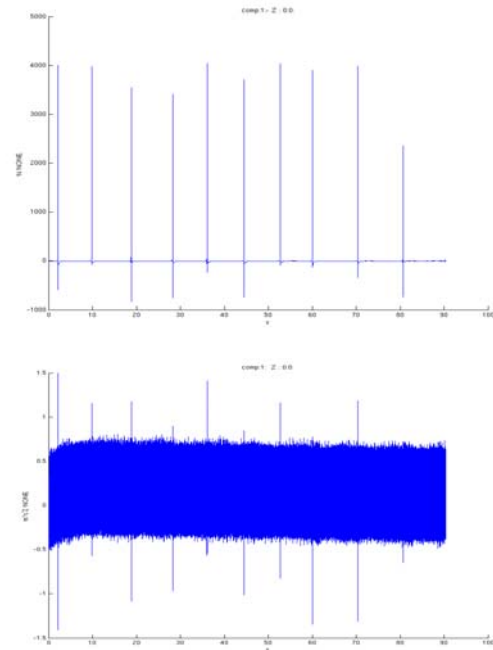
Z uwagi na najlepsze własności statystyczne związane ze specyfiką pomiaru, najczęściej używany jest estymator H_1 .

Praktyczna ilustracja problemów pomiarowych związanych z badaniem dużych maszyn energetycznych przedstawiona jest poniżej. Na rys. 1 pokazano przykładowe przebiegi zarejestrowanych sygnałów wymuszających oraz odpowiedzi układu w formie przyspieszenia drgań. Charakterystyki zostały zabrane na niepracującym bloku energetycznym. Wymuszenie dostarczane w tym przypadku do obiektu było w formie funkcji impulsowych. Na przebiegu odpowiedzi układu widoczne są, co prawda piki odpowiadające chwili wymuszenia jednakże cała pozostała część odpowiedzi maskowana jest przez zakłócenie, które w tym przypadku związane jest z pracą sąsiednich maszyn.

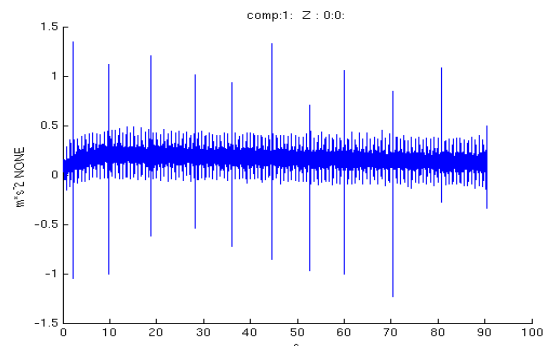
Postępowanie wstępne polegało w tym przypadku na zastosowaniu filtracji cyfrowej do sygnału odpowiedzi. Zastosowanie filtrowania przebiegu pasmowo-zaporowym filtrem Butterwortha 10 rzędu o częstotliwościach odcięcia 48, 52 Hz dało rezultaty pokazane na rys. 2.

Widać tutaj, iż największa część zakłócenia związana jest z częstotliwościami zbliżonymi do 50 Hz. Przebieg przefiltrowany zawiera jeszcze oczywiście znaczny poziom zakłóceń jednakże uwidoczniło się na nim przynajmniej część

odpowiedzi obiektu na zadane wymuszenie. Filtrację pasmową zastosowano również do podzakresów częstotliwości bliskich 100 Hz i 150 Hz jednakże poprawa przebiegu nie była już tak spektakularna jak poprzednio.



Rys. 1. Przykładowy przebieg wymuszenia i odpowiedzi układu zarejestrowanego na niepracującym bloku energetycznym



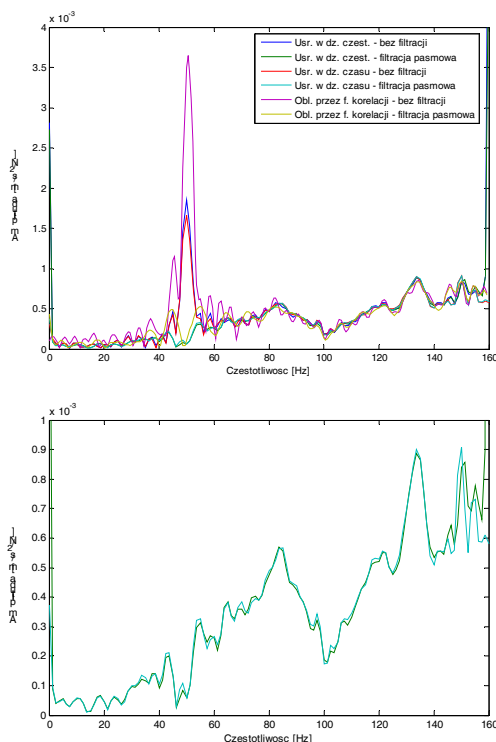
Rys. 2. Przebieg sygnału przyspieszenia drgań po filtracji pasmowej

W celu wyznaczenia widmowej funkcji przejścia zastosowano estymator H_1 dla którego wykorzystano trzy następujące algorytmy obliczeniowe:

- uśrednianie w dziedzinie częstotliwości – polegające na bezpośrednim wyznaczeniu uśrednionego widma sygnału wymuszającego S_{FF} oraz uśrednionego widma wzajemnego sygnałów wymuszenia i sygnału odpowiedzi S_{Fy} ; wyznaczone widma są bezpośrednio wykorzystywane w zależności na H_1 .
- uśrednianie w dziedzinie czasu – kolejne wyznaczone przedziały sygnału odpowiedzi zostały najpierw uśrednione (uśrednianie synchroniczne) w dziedzinie czasu poprzez wyznaczeniu średniej arytmetycznej amplitudy 10 sygnałów dla każdej próbki zarejestrowanego sygnału; dla uśrednionych sygnałów wyznaczone

zostały widma własne sygnału siły S_{FF} i wzajemne S_{Fy} i na ich podstawie estymata H_I widmowej funkcji przejścia

- obliczenie za pomocą funkcji korelacji – dla sygnałów (podzielonych na przedziały) dokonano obliczenia funkcji korelacji, wyznaczone zostały autokorelacje dla przebiegu wymuszającego R_{FF} oraz korelacje wzajemne sygnału wymuszającego i odpowiedzi R_{Fy} ; przebiegi funkcji korelacji zostały następnie uśrednione i na ich podstawie przy pomocy przekształcenia Fouriera zostały wyznaczone widma własne sygnału siły S_{FF} i wzajemne S_{Fy} i na ich podstawie estymata H_I widmowej funkcji przejścia.



Rys. 3 Przykładowe widmowe funkcje przejścia uzyskane w wyniku estymacji danych pomiarowych

Na rys. 3 przedstawione zostały WFP uzyskane w wyniku estymacji danych pomiarowych. Widać iż dla charakterystyk uzyskanych bezpośrednio po pomiarze dominujący wpływ ma prądek w okolicy 50 Hz. Eliminacja tego zakłócenia powoduje znaczne poprawienie charakterystyki częstotliwościowej. Dodatkowo z porównania zastosowanych algorytmów estymacji widmowej funkcji przejścia wynika, iż w tym przypadku najgorsze rezultaty otrzymane zostały stosując algorytm oparty na obliczaniu funkcji korelacji. Algorytmy oparte o wyznaczanie funkcji gęstości widmowej mocy z uśrednianiem w dziedzinie czasu oraz w dziedzinie częstotliwości dały w tym przypadku podobne rezultaty. Stosując metody analizy modalnej do zebranych WFP można otrzymać parametry modelu modalnego. Przykładowy zestaw częstości drgań własnych oraz

odpowiadających mu współczynników tłumienia modalnego zaprezentowany został w tabeli 1.

Tabela 1. Parametry modelu modalnego otrzymane na podstawie analizy WFP

Lp.	Częstość drgań własnych [Hz]	Współczynnik tłumienia [%]
1	52,01	0,70
2	84,79	3,93
3	93,69	2,01
4	99,50	1,58
5	104,22	0,32
6	112,09	0,54
7	117,43	0,76
8	122,61	0,92
9	129,34	0,54
10	134,45	2,05
11	146,17	0,33
12	150,85	0,59

4. PODSTAWY ESTYMACJI PARAMETRÓW MODELI MODALNYCH W PRZYPADKU OMA

W ciągu ostatnich lat prowadzonych było wiele prac związanych z możliwością zastosowania podejścia „eksploatacyjnego” w eksperymentalnej analizie modalnej. Dostępnych jest tutaj kilka rozwiązań, które podobnie jak w przypadku podejścia klasycznego można podzielić na grupy. Również w przypadku eksploatacyjnej analizy modalnej można zastosować rozwiązania lokalne (metody SDOF) oraz globalne (MDOF). Jako metoda estymacji dla pojedynczego stopnia swobody może zostać zastosowana w przypadku danych eksploatacyjnych metoda Peak Picking lub jej zmodyfikowana wersja nazywana BFD (ang. Basics Frequency Domain). Metodę tę, dla danych zmierzonych w trakcie normalnej pracy badanego obiektu, można zastosować dla funkcji gęstości widmowych mocy.

W przypadku metod dających globalne rozwiązania, podobnie jak w przypadku klasycznym, można dokonać dodatkowego podziału na metody identyfikacji:

- w dziedzinie czasu,
- w dziedzinie częstotliwości,
- w dziedzinie amplitud.

Największe znaczenie dla eksploatacyjnych badań modalnych mają metody realizowane w dziedzinie czasu. Można zaliczyć do nich:

- znaną z klasycznej analizy modalnej metodę LSCE, zastosowaną dla funkcji korelacji własnych i wzajemnych,
- metody oparte na analizie podprzestrzeni stochastycznej, ze szczególnym uwzględnieniem metody CVA (ang. Canonical Variate Analysis) oraz BR (ang. Balanced Realisation).

W chwili obecnej w dziedzinie częstotliwości dla wielu stopni swobody dostępny jest algorytm FDD (ang. Frequency Domain Decomposition). Algorytm ten jest rozwinięciem znanej z klasycznej analizy

modalnej metody CMIF. Jego działanie oparte jest na rozkładzie macierzy funkcji gęstości widmowych mocy względem wartości szczególnych. Dodatkowym założeniem, przyjmowanym dla tego algorytmu, jest dobra separacja biegunów układu. Warunek ten dla pomiarów w warunkach eksploatacyjnych może być trudnym do spełnienia. Metody estymacji parametrów modalnych w dziedzinie amplitud oparte są na zastosowaniu modelu ARMA do wyznaczenia parametrów badanego układu.

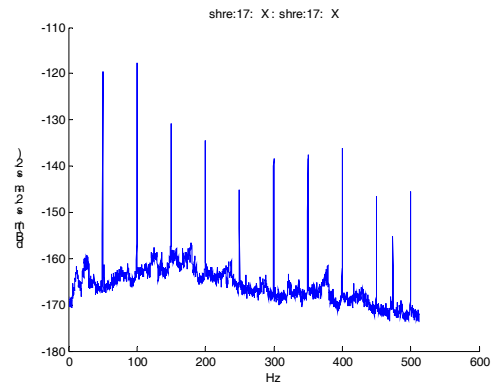
5. ZASTOSOWANIE OMA

W praktyce estymacja parametrów modelu modalnego dla OMA dokonywana jest na podstawie funkcji gęstości widmowych mocy lub na podstawie funkcji korelacji. Aby nadać estymatorom tych charakterystyk znaczenie statystyczne konieczne jest wydłużenie czasu potrzebnego na zebranie przebiegu porównaniu z metodami klasycznymi. Doświadczenie wskazuje, iż kilkuminutowe realizacje danego przebiegu czasowego są zazwyczaj wystarczające dla potrzeb OMA.

Estymacja parametrów modelu modalnego wymaga, aby znane były dla badanego obiektu zależności związane ze sposobem rozchodzenia się drgania na obiekcie. W przypadku klasycznej analizy modalnej zależności takie wynikają bezpośrednio ze sposobu przeprowadzania pomiaru. Wzbudzany obiekt zaczyna drgać i jego odpowiedź jest rejestrowana. Z punktu widzenia analizy modalnej istotne są zależności czasowe pomiędzy pojawieniem się wymuszenia oraz pojawieniem się odpowiedzi na zadane wymuszenie w wybranym punkcie na konstrukcji. W przypadku OMA wymuszenie nie jest znane. Tzn. nic nie można powiedzieć o punkcie jego przyłożenia, charakterze ani nawet o czasie, w którym rozpoczęło się jego oddziaływanie na badany obiekt. W przypadku eksploatacyjnej analizy modalnej podejście jest dla tego nieco inne. Jak już wcześniej zostało to powiedziane, zakłada się iż wymuszenie jest białym szumem wymuszającym całą konstrukcję równomiernie. Zależności czasowe związane z rozchodzeniem się drgania w konstrukcji wyznaczane są pośrednio poprzez odniesienie do jednego wybranego punktu na konstrukcji. Punkt taki nazywany jest zazwyczaj referencyjnym. Zasady jego wyboru są takie same jak wyboru punktu, w którym dokonuje się wymuszenia obiektu w klasycznej analizie modalnej. Wybranie punktu referencyjnego powoduje, że pomiary dokonywane na obiekcie muszą być powtarzane w tym punkcie w każdej sesji pomiarowej. Jednocześnie funkcje gęstości widmowych mocy lub funkcje korelacji wyznaczane dla każdej sesji pomiarowej odnoszone są zawsze do przebiegu referencyjnego w danej sesji.

Na rys. 4 przedstawione są przykładowe przebiegi funkcji gęstości widmowych mocy (część amplitudowo – częstotliwościowa charakterystyki). Widać na nich, iż charakterystyki są mniej gładkie w porównaniu z WFP. Ponadto na rys. 4 widać

dominujący wpływ częstotliwości harmonicznych związanych z prędkością obrotową maszyny.



Rys. 4. Funkcje gęstości widmowych mocy a) część amplitudowo-częstotliwościowa, b) część fazowo-częstotliwościowa

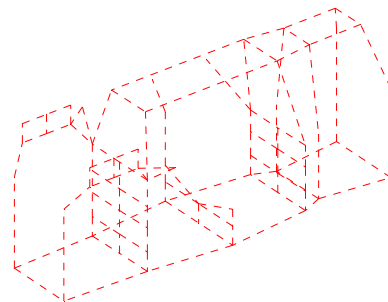
Jako przykład zastosowania OMA dokonano pomiaru przyspieszeń drgań w 77 punktach fundamentu turbogeneratora w czasie normalnej pracy bloku. Sieć wybranych punktów pomiarowych pokazano na rys 5.

Do rejestracji wykorzystano analizator sygnałów dynamicznych SCADAS III w konfiguracji 20 kanałowej i komputer. Przeprowadzono 13 sesji pomiarowych, w których rejestrowano 20 sygnałów przyspieszenia drgań:

- 2 sygnały odniesienia (z 2 czujników jednoosiowych umieszczonych w tym samym położeniu w czasie wszystkich sesji)
- 18 sygnałów przyspieszenia (6 punktów, w każdym pomiar w 3 wzajemnie prostopadłych kierunkach), czujniki w każdej sesji były rozmieszczane w kolejnych 6 punktach konstrukcji.

Rejestrowano przebiegi czasowe przyspieszeń drgań (240 sekundowe odcinki) z częstotliwością próbkowania 256 Hz.

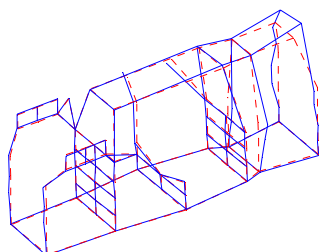
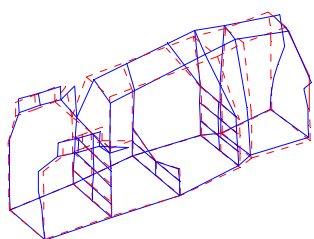
W analizie wyników badań wstępnych wyznaczano funkcje korelacji wzajemnych przy wykorzystaniu przekształcenia Fouriera, a estymację wartości parametrów modalnych wyznaczono dla wszystkich danych pomiarowych w jednej realizacji. Postępowanie takie, cechujące się prostotą, dało zadowalające wyniki estymacji.



Rys. 5. Sieć punktów pomiaru przyspieszenia drgań fundamentu w czasie pracy turbogeneratora

Tabela 2. Parametry modelu modalnego otrzymane na podstawie danych operacyjnych.

Lp.	Częstość drgań własnych [Hz]	Współczynnik tłumienia [%]
1	12,94	3,07
2	17,98	0,57
3	26,42	3,56
4	28,90	3,23
5	31,19	4,53
6	40,72	2,39
7	50,00	0,02
8	55,07	1,93
9	55,46	2,66
10	59,51	2,68
11	60,06	0,57



Rys. 6. Przykłady zidentyfikowanych postaci drgań

W rezultacie przeprowadzonej analizy wyestymowano 11 postaci drgań własnych i eksploatacyjną postać drgań odpowiadającą prędkości obrotowej wirnika. Na rys. 6 przedstawiono zidentyfikowane postacie drgań własnych 12.94 oraz postać drgań wymuszonych odpowiadającą prędkości obrotowej wirnika.

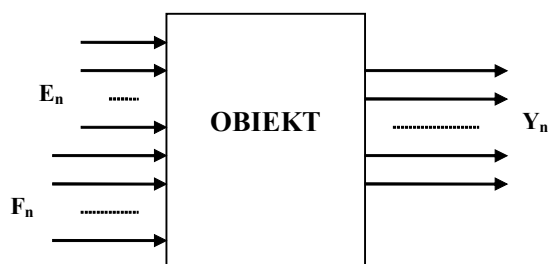
Ze względu na rozmieszczenie czujników odniesienia na słupach 1 ramy najlepiej w wynikach eksperymentu odwzorowały się postacie drgań, w których dominują drgania słupów. Polepszenie jakości odwzorowania innych postaci drgań można uzyskać przez zwiększenie ilości sygnałów odniesienia z 2 do 5 i rozmieszczenie czujników odniesienia w innych częściach fundamentu.

Wykorzystana sieć 77 punktów pomiarowych wydaje się być wystarczająca dla przedstawienia postaci drgań w rozważanym paśmie częstotliwości.

6. METODA OMAX

W przypadku eksperymentalnej analizy modalnej jako nieznane traktowane są siły stochastyczne pochodzące od zakłóceń działających na obiekt

natomiast w przypadku operacyjnej analizy modalnej do estymacji wykorzystuje się jedynie siły stochastyczne pomijając wpływ sił deterministycznych. Powstała, więc idea połączenia EMA oraz OMA, co doprowadziło do powstania metody Operacyjnej Analizy Modalnej z Mierzalnymi Wejściami (OMAX - z ang. Operational Modal Analysis with eXogenous inputs). Połączenie EMA oraz OMA umożliwia najpełniejsze wykorzystanie danych zmierzonych na obiekcie. Dzięki stosowaniu metody OMAX możliwa jest identyfikacja większej liczby postaci drgań własnych oraz dokładniejsza identyfikacja obiektów mechanicznych. Schematycznie metoda OMAX została przedstawiona na rys. 7.



Rys. 7. Operacyjna Analiza Modalna z Mierzalnymi Wejściami (OMAX), F – siły mierzone, E – siły niemierzone, Y – wyjścia układu

Można dokonać identyfikacji modelu OMAX na podstawie dwóch różnych rodzajów danych wejściowych – widm uzyskanych bezpośrednio z pomiarów lub też widm uśrednionych, jeżeli dostępna jest dostatecznie duża ilość zarejestrowanych danych.

W przypadku wykorzystania bezpośrednio widm obiekt można zidentyfikować na podstawie następującego modelu w przestrzeni stanów:

$$z_k X_k = A X_k + B F_k + W_k \quad (1)$$

$$Y_k = C X_k + D F_k + V_k \quad (2)$$

Na modelu tym widać bezpośrednio ideę połączenia opisu EMA (XX) i OMA (XX) w jeden spójny model. Związek pomiędzy wejściami i wyjściami dany jest zależnością:

$$Y_k = [C(Iz_k - A)^{-1}B + D]F_k + \dots \quad (3)$$

$$C(Iz_k - A)^{-1}W_k + V_k$$

Na podstawie zależności (3) można dokonać estymacji parametrów układu np. metodą LMFD.

W przypadku korzystania z danych z uśrednianiem estymacja parametrów obiektu przebiega w kilku etapach. W pierwszym z nich należy wyznaczyć widmowe funkcje przejścia pomiędzy wejściami oraz wyjściami układu oraz moc widma lub funkcje korelacji tej części odpowiedzi, która pochodzi od sił stochastycznych. W kolejnym kroku budowany jest stabilny model o biegunach wyznaczonych z widmowych funkcji przejścia oraz widm odpowiedzi układu.

W metodzie (OMAX) zakłada się, że odpowiedź drganiowa układu jest kombinacją deterministycznej

odpowiedzi spowodowanej przez mierzone siły oraz stochastycznej wywołanej przez siły niemierzalne. Zarówno deterministyczna jak i stochastyczna część zawiera informacje o badanym obiekcie i są one w jednakowym stopniu wykorzystywane do estymacji parametrów modalnych modelu.

W klasycznej eksperymentalnej analizie modalnej udział stochastycznej części odpowiedzi jest traktowany jako szum pomiarowy i eliminuje się go przez odpowiednie przetwarzanie sygnału. Takie podejście jest w sprzeczności z założeniami operacyjnej analizy modalnej, w której wszystkie parametry modalne są estymowane na podstawie czysto stochastycznej odpowiedzi układu wywołanej niemierzalnymi siłami eksploatacyjnymi.

Dla modelu OMAX można zbudować następujący opis [6]:

$$\begin{bmatrix} H^m(\omega_k) & S_{yy}^+(\omega_k) \end{bmatrix} = \sum_{r=1}^m \left(\frac{\phi_r Q_r^T}{1 - \lambda_r z_k^{-1}} + \frac{\phi_r^* Q_r^T}{1 - \lambda_r^* z_k^{-1}} \right) \quad (4)$$

Dla modelu opisanego równaniem 4 można stosować klasyczne metody identyfikacji takie sam jak stosuje się w klasycznej eksperymentalnej analizie modalnej, czyli algorytmy identyfikacji oparte na modelach w przestrzeni stanu, modelach regresyjnych oraz modelach w podprzestrzeni stanu. Należy tylko zwrócić uwagę, że danymi wejściowymi są zarówno widmowe funkcje przejścia jak i widma mocy sygnałów odpowiedzi układu.

Wyżej omówione metody zastosowano do identyfikacji własności dynamicznych fundamentów i konstrukcji wsporczych turbozespołu.

7. LITERATURA

- [1] Box G.E.P. & Jenkins G.M., *Time Series analysis forecasting and control*. Prentice Hall, Englewood Cliffs, New Jersey, 1976.
- [2] Cauberghe B.: *Applied frequency-domain system identification in the field of experimental and operational modal analysis*. Ph D. thesis of Vrije Universiteit Brussel, 2004.
- [3] Haylen W., Lammens S., Sas P.: *Modal Analysis Theory and Practice*. KU Leuven, 1997.
- [4] Hermans L., Van der Auweraer H.: *On the use of auto- and cross correlation functions to extract modal parameters from output only data*. ISVR, Southampton, pp. 324-331, 1997.
- [5] Hermans, L., Van der Auweraer, H., Coppens P., Mathieu, L.: *Modal Parameter Extraction from In-Operation Data*. XV IMAC, Orlando, pp. 531-539, 1996.
- [6] James G.H.III, Carne, T.G. and Laufer, J.P.: *The Natural Excitation Technique (NexT) for Modal Parameter Extraction from Operating Structures*. Int. Journal of Analytical and Experimental Modal Analysis, vol. 10, No. 4, pp. 260-277, 1995.
- [7] Lisowski, W., Uhl T.: *Application of modal analysis to diagnostics of complex mechanical systems*. Exploitation Problems of Machines, Polish Academy of Science, Vol. 36, No. 4 (2001).
- [8] Pandit S. M.: *Modal and Spectrum Analysis: Data Dependent Systems in State Space*. Wiley Interscience, 1991.
- [9] Sinha N., Rao G.: *Identification of continuous time systems — Methodology and Computer Implementation*. Kluwer Academic Publishers, 1991.
- [10] Uhl T.: *Komputerowo wspomagana identyfikacja modeli konstrukcji mechanicznych*. WNT, Warszawa, 1997.
- [11] Uhl T., Lisowski W.: *Eksplatacyjna analiza modalna i jej zastosowanie*. AGH, Kraków, 1999.
- [12] Uhl T., Barszcz T., Bednarczyk J.: *Application of modal models for rotating machinery Diagnostics*. Key Engineering Materials, Proc of DAMAS 2005.
- [13] Uhl T., Bednarczyk J.: *Metoda OMAX w identyfikacji układów mechanicznych*. Współczesne problemy analizy modalnej ed. T. Uhl, ITE, Radom, 2004.
- [14] Uhl T., Lisowski W., Kurowski P.: *In-operation modal analysis and its application*. AGH.

Dr inż. **Piotr**

KUROWSKI - jest

adiunktem w Katedrze

Robotyki i Dynamiki

Maszyn, Akademii

Górnictwa – Hutniczej

w Krakowie. Jego zainte-

resowania naukowe

skupiają się na zaga-

dnieniach przetwarzania

sygnałów, problemów

dynamiki konstrukcji oraz

prototypowaniu algorytmów

klasycznej

i operacyjnej analizy modalnej.

Jest autorem kilku

publikacji związanej z podanymi

tematami. Jest

również autorem oprogramowania

do analizy

modalnej VIOMA.



METODYKA WYZNACZANIA DIAGNOSTYCZNYCH MIAR STANU TECHNICZNEGO AMORTYZATORÓW SAMOCHODOWYCH

Janusz GARDULSKI, Rafał BURDZIK

Politechnika Śląska, Wydział Transportu, Katedra Budowy Pojazdów Samochodowych
ul. Krasińskiego 8, 40-019, Katowice (0-32) 603 41 66, 603 41 64
janusz.gardulski@polsl.pl, rafal.burdzik@polsl.pl

Streszczenie

Powszechnie stosowane metody badań amortyzatorów oraz miary (wskaźniki) określające ich stan techniczny nie umożliwiają określenia rodzaju i stopnia uszkodzenia. W artykule przedstawiono nową metodę wyznaczania diagnostycznych miar stanu technicznego amortyzatorów samochodowych. Zaproponowana metoda badań bazuje na aktualnie stosowanych metodach drgań wymuszonych. Do przetwarzania rejestrowanych sygnałów drganiowych zastosowano transformatę falkową, następnie analizowano pasma rezonansowe mas nieresorowanych i resorowanych. Wyznaczone przebiegi średnich wartości współczynników falkowych były podstawą do obliczenia zaproponowanych miar stanu amortyzatora. Analiza uzyskanych wyników potwierdziła czułość opracowanych estymatorów na rozwijające się uszkodzenia amortyzatora.

Słowa kluczowe: diagnostyka, amortyzator, transformata falkowa.

METHOD OF DETERMINE CAR'S SHOCK-ABSORBER TECHNICAL CONDITION DIAGNOSTIC MEASURE

Summary

Common used shock-absorber technical condition diagnostic measures and investigation methods don't inform us about type and level of defect. The paper presents new method of evaluation technical condition diagnostic measure of car's shock-absorbers. Propose method is based on currently use forced vibration methods. Wavelet transform was used for recording vibration signals transform next resonance band of springing and non-springing masses were analysed. Wavelet coefficients mean values function were used for proposed shock-absorber condition measure calculation. Analysis of results confirm proposed estimators defect level sensitivity.

Keywords: diagnostics, shock-absorber, wavelet transform.

1. WPROWADZENIE

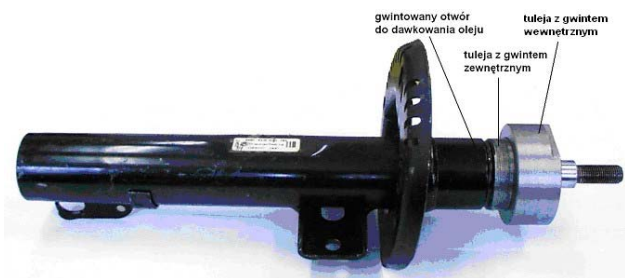
Diagnostyka samochodowa powinna umożliwiać określenie stanu technicznego samochodu w celu ustalenia źródeł niedomagań, bez demontażu jego zespołów i podzespołów. Powszechnie stosowane metody badań amortyzatorów umożliwiają ich ocenę jedynie w wymiarze niezawodnościowym i ogólnym. Nie umożliwiają one rozpoznania rodzaju i stopnia uszkodzenia. Na Wydziale Transportu Politechniki Śląskiej prowadzone są badania w celu opracowania nowych metod diagnozowania zawiesznień pojazdów samochodowych. Ze względu na dużą pojemność informacyjną zawartą w sygnałach wibroakustycznych rejestrowanymi wielkościami są drgania elementów pojazdu pobudzonego do ruchu na stanowisku badawczym [3].

Diagnozowanie uszkodzeń wymaga określenia relacji pomiędzy wykrywanymi cechami a defektami [7]. Zatem równie istotny jest właściwy wybór narzędzia analizy rejestrowanych wielkości.

Przedstawione w pracy [6] testy potwierdziły niestacjonarność sygnałów przyspieszeń drgań pojazdu badanego na stanowisku o wymuszeniu harmonicznym. Analiza tego typu sygnałów wymaga zastosowania przekształceń matematycznych umożliwiających obserwowanie zmian sygnału jednocześnie w czasie i częstotliwości.

2. PRZEBIEG BADAŃ

Obiektem badań były teleskopowe amortyzatory hydrauliczne stosowane w samochodach osobowych. Analizowano uszkodzenie w postaci ubytku uszczelnienia złożenia tłok – cylinder amortyzatora oraz defekt uszczelnienia tłoczyska, którego efektem jest wyciek oleju amortyzatorowego. Przyjęty zakres badań wymagał dokonania modyfikacji konstrukcji, która umożliwiała wprowadzanie uszkodzeń. Obiekt badań przedstawiono na rys. 1.

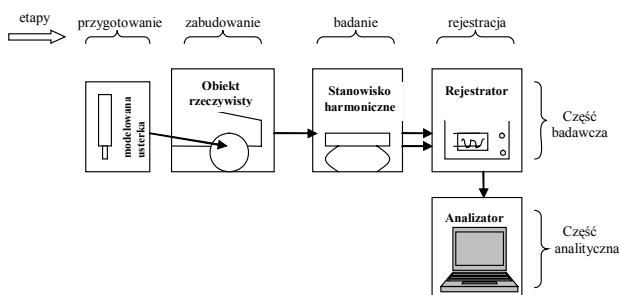


Rys. 1. Widok amortyzatora po modyfikacji konstrukcyjnej

Wycieki płynu z amortyzatora zmniejszają jego efektywne tłumienie. W badaniach modelowano to stopniem jego wypełnienia płynem amortyzatorowym. W specjalnie przygotowanych do badań amortyzatorach zmieniano objętość płynu wykorzystując do tego celu specjalnie wykonany gwintowany otwór (rys. 1). Ubytek uszczelnienia tłoka modelowano metodą trepanacji wycinając kolejno 2%, 4% i 6% czynnej powierzchni uszczelnienia. Demontaż tłoka umożliwia gwintowane złożenie pasowanych tulei (rys. 1).

Czynny eksperyment diagnostyczny polegał na badaniu dynamiki samochodu na stanowisku o harmonicznym wymuszeniu kinematycznym. Wstępna weryfikacja potwierdziła, że pozostałe elementy układu zawieszenia są w stanie nominalnym. W zawieszeniu montowano kolejno amortyzatory nowe i z zaprogramowanymi uszkodzeniami. Analizowano wpływ uszkodzeń na dynamikę zawieszenia pojazdu.

Pojazd ustawiano kołem badanej części zawieszenia na płycie najazdowej, następnie uruchamiano urządzenie pobudzające do drgań uzyskując zmienne wymuszenie kinematyczne w przedziale częstotliwości 0 – 21 [Hz]. Parametrami mierzonymi były przyspieszenia drgań elementów nieresorowanych (wahacza, koła) i resorowanych (nadwozia).



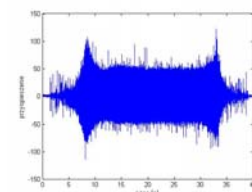
Rys. 2. Przebieg badania amortyzatora

3. METODYKA WYZNACZANIA MIAR STANU TECHNICZNEGO AMORTYZATORÓW

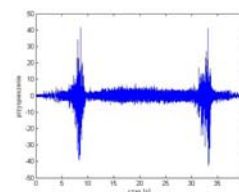
Jako sygnały diagnostyczne wykorzystano względne przyspieszenia drgań pojazdu, które wyznaczano jako różnicę zarejestrowanych przyspieszeń drgań koła i nadwozia badanego pojazdu.

Zmiana stanu technicznego amortyzatora powoduje zmianę jego własności tłumiących. Największy wpływ tłumienia na przyspieszenia drgań układu widoczny jest w pasmach częstotliwości rezonansowych. Analizowano sygnał drganiowy występujący po wyłączeniu wzbudnika przy przechodzeniu układu przez częstotliwości rezonansowe mas nieresorowanych i resorowanych (rys. 6).

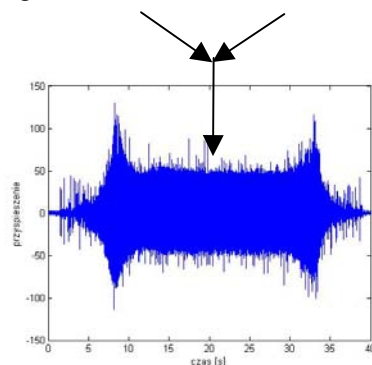
Przykładowe przebiegi zarejestrowanych sygnałów oraz sygnału względnych przyspieszeń drgań i analizowane okno czasowe przedstawiono na rysunkach poniżej.



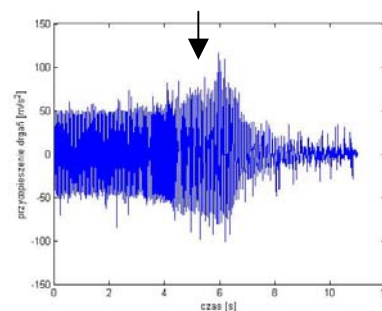
Rys. 3. Przyspieszenia drgań koła



Rys. 4. Przyspieszenia drgań nadwozia



Rys. 5. Względne Przyspieszenia drgań



Rys. 6. Analizowane okno czasowe względnych przyspieszeń drgań

Uzyskany w ten sposób sygnał poddano dalszej transformacji wykorzystując do tego celu ciągłe przekształcenie falkowe, które umożliwia analizę częstotliwościową sygnału niestacjonarnego w kolejnych odcinkach czasu. Transformata ta koreluje przetwarzany sygnał z elementami rodziny falek dobrze zlokalizowanych w czasie i częstotliwości [1, 2].

Zapis matematyczny stosowanego przekształcenia jest następujący:

$$CWT(a, b) = \frac{1}{\sqrt{a}} \int_{-\infty}^{\infty} a_r(t) \psi\left(\frac{t-b}{a}\right) dt \quad (1)$$

gdzie:

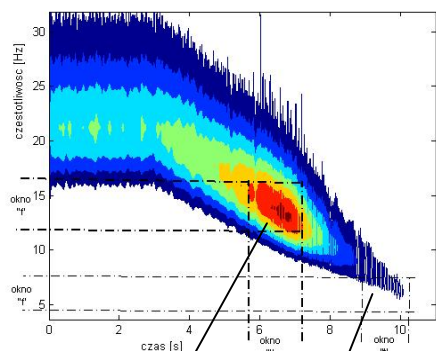
$a_r(t)$ – analizowany sygnał względnych przyspieszeń drgań,

$\psi\left(\frac{t-b}{a}\right)$ – funkcja analizująca (falka Morleta),

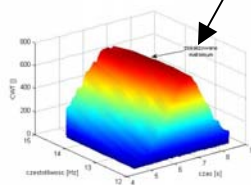
a – parametr częstotliwości,

b – parametr przesunięcia w czasie.

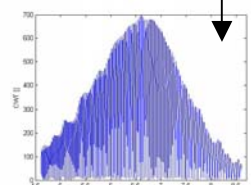
Wynikiem tych przekształceń są rozkłady współczynników falkowych w dziedzinach skala-czas, które po przeliczeniu skali na częstotliwość wykorzystano do wyznaczenia częstotliwości rezonansowych mas nieresorowanych i resorowanych. Opracowano automatyczną programową pętlę wyszukującą wartości maksymalne wyznaczonych współczynników oraz ich położenie w dziedzinie czasu i częstotliwości. Następnie wyznaczano przebiegi uśrednionych bezwzględnych współczynników falkowych w oknach czasowo-częstotliwościowych zlokalizowanych rezonansów mas resorowanych i nieresorowanych. Wyniki tych przekształceń przedstawiono na rysunkach poniżej.



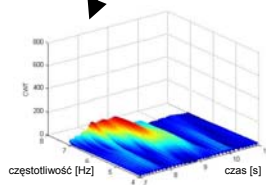
Rys. 7. Rozkład współczynników falkowych



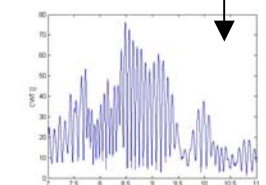
Rys. 8. Rezonans zawieszenia



Rys. 10. Uśrednione współczynniki – rezonans zawieszenia



Rys. 9. Rezonans nadwozia



Rys. 11. Uśrednione współczynniki – rezonans nadwozia

Na podstawie analizy wyników uzyskanych zgodnie z algorytmem opisanym powyżej weryfikowano miary punktowe określające stan techniczny amortyzatorów. Wybrane estymatory bazują na wartościach opisujących rozkład czasowy

uśrednionych współczynników transformaty. Zaproponowano następujące miary:

1. Stosunek pola powierzchni pod wykresem uśrednionych wartości współczynników falkowych w paśmie rezonansu zawieszenia do pola jednostkowego:

$$P_{sr} = \frac{\int_0^T w_{sr}(t) dt}{P_0} \quad (2)$$

gdzie:

$w_{sr}(t)$ – rozkład czasowy uśrednionych wartości współczynników falkowych w paśmie częstotliwości rezonansowych zawieszenia,

T – analizowany czas przejścia układu przez częstotliwości rezonansowe zawieszenia,

t – czas próbkowania,

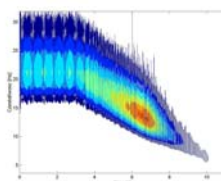
P_0 – pole jednostkowe ($P_0=1m^2$).

2. Amplituda pierwiastkowa rozkładu uśrednionych wartości współczynników falkowych w paśmie rezonansu zawieszenia:

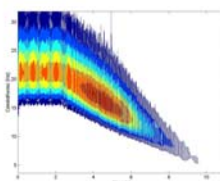
$$u_p = \left(\frac{1}{n} \sum |w_{sr}|^2 \right)^{1/2} \quad (3)$$

4. WYNIKI ANALIZ

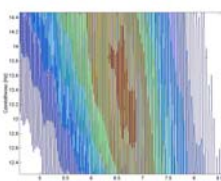
Przykładowe wyniki analiz dla amortyzatorów o zidentyfikowanym stanie technicznym przedstawiono na rysunkach poniżej.



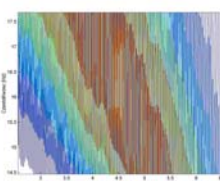
Rys. 12. Rozkład współczynników falkowych (amortyzator nowy)



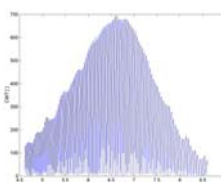
Rys. 15. Rozkład współczynników falkowych (amortyzator 98% uszczelnienia tłoczka, 80% oleju)



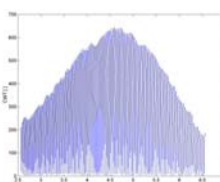
Rys. 13. Rezonans zawieszenia (amortyzator nowy)



Rys. 16. Rezonans zawieszenia (amortyzator 98% uszczelnienia tłoczka, 80% oleju)

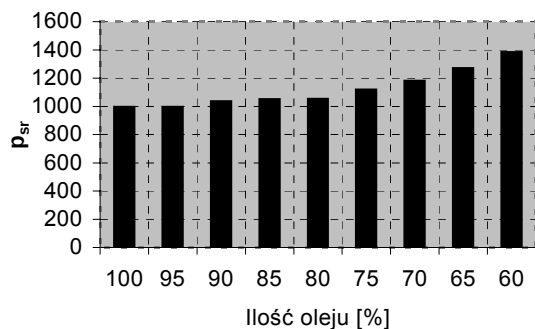


Rys. 14. Uśrednione współczynniki – rezonans zawieszenia (amortyzator nowy)

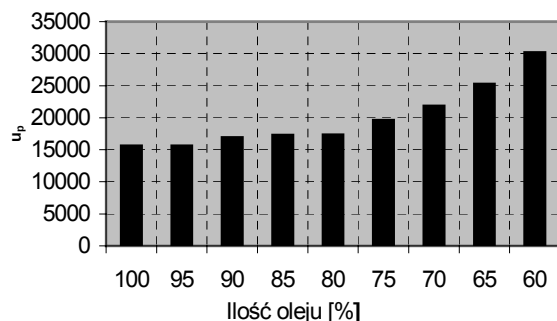


Rys. 17. Uśrednione współczynniki – rezonans zawieszenia (amortyzator 98% uszczelnienia tłoczka, 80% oleju)

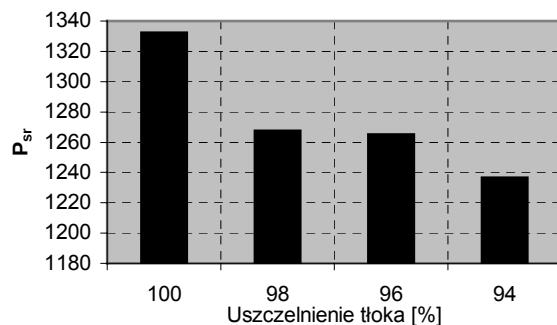
Zestawienie uśrednionych dla badanej grupy amortyzatorów wartości zaproponowanych miar stanu technicznego amortyzatorów dla różnych ilości oleju amortyzatorowego oraz uszczelnienia tłoka przedstawiają wykresy słupkowe 18 - 21.



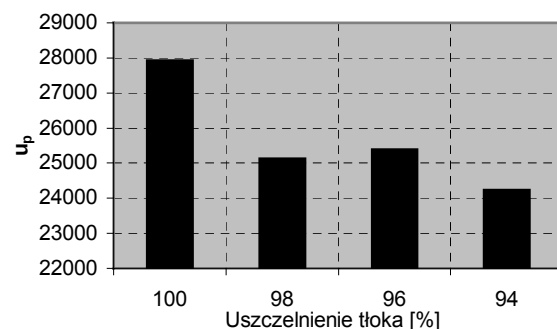
Rys. 18. Rozkład wartości estymatora P_{sr} dla różnych ilości oleju amortyzatorowego



Rys. 19. Rozkład wartości estymatora u_p dla różnych ilości oleju amortyzatorowego



Rys. 20. Rozkład wartości estymatora P_{sr} dla różnych wartości uszczelnienia tłoczka



Rys. 21. Rozkład wartości estymatora u_p dla różnych wartości uszczelnienia tłoczka

5. PODSUMOWANIE

Sygnały przyspieszeń drgań pojazdu rejestrowane w trakcie badań na stanowisku o wymuszeniu harmonicznym są nośnikiem istotnych informacji o stanie obiektu technicznego jakim jest amortyzator. Zastosowanie ciągłej transformaty falkowej umożliwia analizę amplitud sygnału w pasmach częstotliwości rezonansowych mas nieresorowanych i resorowanych. W celu określenia rodzaju i stopnia uszkodzenia opracowano metodę przetwarzania sygnałów, której efektem było uzyskanie miar punktowych opartych na transformacie falkowej. Wartość zaproponowanych estymatorów wzrasta wraz z rosnącym ubytkiem płynu amortyzatorowego, maleje zaś w przypadku zwiększenia nieszczelności złożenia tłok – cylinder.

Przedstawiona metodyka pozyskiwania informacji diagnostycznej w wyniku przekształceń sygnałów drganiowych umożliwia opracowanie automatycznych systemów diagnozowania amortyzatorów samochodów osobowych. Konieczne jednak są dalsze badania w tym kierunku.

LITERATURA

- [1] Batko W., Ziółko M.: *Zastosowanie teorii falek w diagnostyce technicznej*. Problemy inżynierii mechanicznej i robotyki. Kraków, 2002.
- [2] Białasiewicz J. T.: *Falki i aproksymacje*. WNT, Warszawa 2000.
- [3] Gardulski J.: *Bezstanowiskowa metoda oceny stanu technicznego zawiesznień samochodów osobowych*. Katowice-Radom 2003.
- [4] Gardulski J., Burdzik R.: *Falkowy klasyfikator stanu technicznego amortyzatorów samochodowych*. XXXIII Ogólnopolskie Sympozjum Diagnostyka Maszyn, Węgierska Górka 2006.
- [5] Gardulski J., Burdzik R.: *Zastosowanie estymatora falkowego w diagnostyce amortyzatorów samochodowych*. Problemy Transportu Tom 1 Zeszyt 1, Gliwice 2006.
- [6] Gardulski J., Warczek J.: *Przyspieszenia względne jako miara stanu technicznego amortyzatorów zabudowanych w pojeździe*. Zeszyty Naukowe Pol. Śl. Seria TRANSPORT z. 57, Gliwice 2005.
- [7] Żółtowski B., Cempel C. (red. naukowa): *Inżynieria Diagnostyki Maszyn*. PTDT, Warszawa, Bydgoszcz, Radom 2004.



Prof. nz. dr hab. inż. **Janusz GARDULSKI** jest

pracownikiem naukowym Katedry Budowy Pojazdów Samochodowych Wydziału Transportu Politechniki Śląskiej. Zainteresowania badawcze: diagnostyka wibroakustyczna, dynamika zawiesznień pojazdów

samochodowych, modelowanie nieliniowych obiektów mechanicznych, minimalizacja hałasu i drgań w obiektach technicznych. Jest autorem i współautorem 3 monografii, książek i skryptów, oraz licznych artykułów opublikowanych w czasopismach i materiałach konferencyjnych. Członek PTPE, PTDT, oraz różnych sekcji Komitetu Budowy Maszyn i Komitetu Transportu PAN.



Mgr inż. **Rafał BURDZIK**

jest doktorantem w Katedrze Budowy Pojazdów Samochodowych Wydziału Transportu Politechniki Śląskiej. Zainteresowania: diagnostyka maszyn, cyfrowe przetwarzanie sygnałów, logistyka i spedycja.

SPRZĘŻENIE RÓŻNYCH FORM DRGAŃ SYMPTOMEM DIAGNOSTYCZNYM PĘKNIĘCIA

Leszek MAJKUT

Akademia Górniczo – Hutnicza, Katedra Mechaniki i Wibroakustyki
al. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków, majkut@agh.edu.pl

Streszczenie

Praca dotyczy analizy wpływu pęknięcia na pojawienie się sprzężonych form drgań. Wykazano, że w przypadku elementu konstrukcyjnego z pęknięciem drgania poprzeczne wymuszone poprzecznymi siłami zewnętrznymi generują również drgania wzdłużne, pomimo to, że wymuszenia na tych kierunkach nie działają. Opisany w pracy model pęknięcia polega na zastąpieniu przekroju z pęknięciem pewnym elementem sprężystym o określonej macierzy podatności. Poszczególne podatności wyznaczono ze znanych z mechaniki pęknięcia zależności wiążących zmianę energii potencjalnej odkształcenia, wynikającej z powstania pęknięcia z jego głębokością oraz twierdzenia Castigliano.

Słowa kluczowe: pęknięcie, diagnostyka wibroakustyczna, modelowanie, drgania sprzężone.

COUPLED VIBRATIONS AS A DIAGNOSTIC SYMPTOM OF CRACK

Summary

Work refers to the analysis of influence of the crack on couple of different forms of vibration. It is shown that in cracked element transverse vibrations generate longitudinal vibrations although no excitation at this direction is applied. The crack is substituted by elastic element, which flexibility matrix is calculated by using Castigliano theorem and laws of the fracture mechanics.

Keywords: crack, vibroacoustic diagnostics, modeling, coupled vibrations.

1. WSTĘP

Techniczne układy konstrukcyjne poddane działaniom dynamicznym mogą ulegać różnorodnym uszkodzeniom. Typowymi uszkodzeniami są pęknięcia poszczególnych elementów konstrukcji. Bardzo ważnym jest, więc działanie zapobiegające trwałym uszkodzeniom, co wiąże się bezpośrednio z oceną stanu technicznego konstrukcji w okresie eksploatacji np. w przypadkach dużych, złożonych układów strukturalnych (mostów, wież wiertniczych itp.), czy obudowanych wałów maszyn wirujących, typowe metody nieinwazyjne oceny stanu konstrukcji związane np. z wykorzystaniem fal powierzchniowych, efektu Barkhausena, itp. opisane w [16] są mało użyteczne. Stało się to powodem poszukiwań wpływu pęknięcia na parametry charakterystyk dynamicznych obiektów.

Przeglądowe prace [2] i [6] zawierają razem ponad 450 pozycji literatury dotyczących tego zagadnienia.

Większość cytowanych tam prac dotyczy wpływu pęknięcia o znanych parametrach na charakterystykę dynamiczną drgań poprzecznych belki. Najczęściej analizowanymi symptomami są zmiana częstości drgań własnych, zmiana postaci drgań własnych, czy wzrost amplitudy drgań

wymuszonych. Związane z tym metody identyfikacji polegają na odczytywaniu z charakterystyk tych zmian, tzw. nomogramów głębokości i miejsca pęknięcia. Nomogramy te wyznaczone zostały dla różnych (określonych) warunków brzegowych i można wykorzystując je określić głębokość i miejsce pęknięcia na podstawie zmierzonych częstości drgań własnych, o ile warunki brzegowe analizowanej belki odpowiadają belce, dla której został wyznaczony nomogram.

W pracach [7 i 12] autor wykazuje, że pęknięcia o głębokościach mniejszych od 10 % wysokości (średnicy) belki z wykorzystaniem tych symptomów diagnostycznych jest niemożliwa. Wynika to z tego, że pęknięcia o takiej „małej” głębokości powodują zmiany częstości 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), ale przy wykorzystaniu prostej procedury pomiarowej.

Niniejsza praca dotyczy takiej właśnie procedury diagnostycznej opartej na pomiarze drgań na kierunkach, na których nie działają żadne wymuszenia. Udowodniono, że źródłem sprzężenia

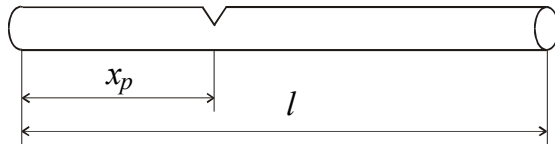
jest pęknięcie tzn., że w przypadku elementu konstrukcyjnego z pęknięciem drgania poprzeczne wymuszone poprzecznymi siłami zewnętrznymi generują również drgania wzdłużne, mimo tego, że wymuszenia na tych kierunkach nie działają.

Pęknięcie zostało zamodelowane jako układ sprężyn, których podatności wyznaczono na bazie mechaniki pęknięcia w funkcji głębokości pęknięcia.

2. OPIS PROBLEMU

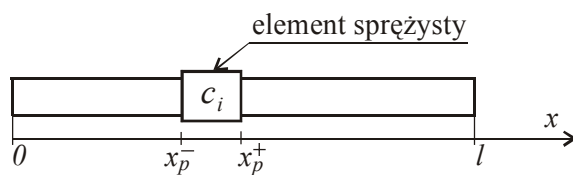
Rozpatrywany w pracy problem opisany został modelem pęknięcia nie uwzględniającego efektu zamykania się szczeliny podczas drgań, co schematycznie pokazano na rys. 1.

W przypadku drgań poprzecznych w pracy wykorzystano model Bernoulliego – Eulera belki.



Rys. 1. Model pręta z pęknięciem

Analizowane w pracy modelowanie pęknięcia polega na „przecięciu” elementu konstrukcyjnego w miejscu pęknięcia jak to pokazano na rys. 2 i zastąpieniu oddziaływań wewnętrznych w tym przekroju pewnym elementem sprężystym (jedną bądź układem sprężyn) o podatnościach c_i , niezbędnych do napisania równań ciągłości w przekroju z pęknięciem. I tak np. w przypadku czystego zginania będzie to tylko podatność c_g , która wiąże ze sobą moment gnący w przekroju x_p i różnicę stycznych do linii ugięcia z prawej i lewej strony przekroju x_p .



Rys. 2. Model pęknięcia

W przypadku drgań sprzężonych pęknięcie zostało zamodelowane jako układ sprężyn, których podatności wiążą ze sobą moment gnący M_g , siłę wzdłużną P_w i moment skręcający M_s w przekroju o współrzędnej $x = x_p$ oraz odpowiednio kąty obrotu przekroju $y'(x)$, przemieszczenia wzdłużne $u(x)$ i kąty skręcenia $\varphi(x)$ z prawej i lewej strony przekroju, w którym występuje pęknięcie, czyli:

$$\begin{bmatrix} c_g & c_{gw} & 0 \\ c_{wg} & c_w & 0 \\ 0 & 0 & c_s \end{bmatrix} \begin{bmatrix} M_g(x_p) \\ P_w(x_p) \\ M_s(x_p) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} y'(x_p^+) - y'(x_p^-) \\ u(x_p^+) - u(x_p^-) \\ \varphi(x_p^+) - \varphi(x_p^-) \end{bmatrix} \quad (1)$$

Sposób wyznaczenia równania wiążącego ze sobą odpowiednie podatności c_i z głębokością pęknięcia, oparty o mechanikę pęknięcia zostanie pokazany w następnym punkcie pracy.

3. MODELOWANIE PĘKNIĘCIA

Prace z zakresu mechaniki pęknięcia [15] pozwalają na znalezienie zależności pomiędzy globalną wielkością G - Współczynnikiem Uwalniania Energii (WUE) określającej przyrost energii potencjalnej odkształcenia belki, przy elementarnym wzroście pęknięcia:

$$G = \frac{\partial U}{\partial A_p}$$

a lokalną wielkością K - Współczynnikiem Intensywności Naprężeń (WIN), który zależy od głębokości pęknięcia:

$$G = \frac{1-\nu^2}{E} \cdot K_I^2 + \frac{1-\nu^2}{E} \cdot K_{II}^2 + \frac{1+\nu}{E} K_{III}^2 \quad (2)$$

gdzie:

G - Współczynnik Uwalniania Energii;

A_p - pole pęknięcia;

ν - współczynnik Poissona;

E - moduł Younga;

K_I, K_{II}, K_{III} - Współczynnik Intensywności Naprężeń dla odpowiednio pierwszego (I), drugiego (II) i trzeciego (III) sposobu obciążenia szczeliny;

W przypadku dowolnie obciążonego prostoliniowego elementu konstrukcyjnego należy wziąć pod uwagę fakt, że naprężenia normalne do powierzchni szczeliny pochodzą od obciążeń jak i obciążeń wzdłużnych, czyli:

$$K_I = K_{Ig} + K_{Iw}$$

K_{Ig} - Współczynnik Intensywności Naprężeń (WIN) pochodzący od zginania,

$$K_{Ig} = \sigma_g \cdot \sqrt{\pi \cdot a} \cdot F_{Ig} \left(\frac{a}{h} \right)$$

gdzie:

σ_g - naprężenie normalne pochodzące od zginania,

a - głębokość pęknięcia

F_{Ig} - współczynnik korekcyjny [14]

$$F_{Ig} \left(\frac{a}{h} \right) = 1.122 - 1.40 \cdot \left(\frac{a}{h} \right) + 7.33 \cdot \left(\frac{a}{h} \right)^2 - 13.08 \cdot \left(\frac{a}{h} \right)^3 + 14.0 \cdot \left(\frac{a}{h} \right)^4$$

Uwaga 1: W przypadku elementu o przekroju okrągłym wielkość h oznacza średnicę elementu

K_{Iw} - WIN pochodzący od obciążenia wzdłużnego,

$$K_{Iw} = \sigma_w \cdot \sqrt{\pi \cdot a} \cdot F_{Iw} \left(\frac{a}{h} \right)$$

gdzie:

σ_w - naprężenie normalne pochodzące od obciążenia wzdłużnego,

F_{Iw} - współczynnik korekcyjny [14]

$$F_{Iw}\left(\frac{a}{h}\right) = 1.12 - 0.231 \cdot \left(\frac{a}{h}\right) + 10.55 \cdot \left(\frac{a}{h}\right)^2 + \\ - 21.72 \cdot \left(\frac{a}{h}\right)^3 + 30.39 \cdot \left(\frac{a}{h}\right)^4$$

Pozostałe współczynniki wyznacza się z zależności (oznaczenia na rys. 3):

$$K_{II} = \tau_{II} \sqrt{\pi a} \cdot F_{II}\left(\frac{a}{h}\right)$$

gdzie:

τ_{II} - ta część naprężenia stycznego do powierzchni pęknięcia, która jest równoległa do płaszczyzny pęknięcia i prostopadła do jego krawędzi.

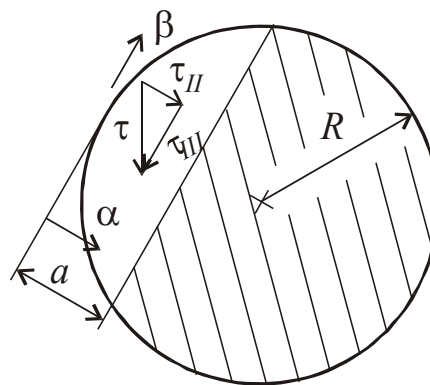
$$F_{II}\left(\frac{a}{h}\right) = 4.89 \cdot \left(\frac{a}{h}\right) - 11.38 \cdot \left(\frac{a}{h}\right)^2 + \\ + 28.2 \cdot \left(\frac{a}{h}\right)^3 - 38.56 \cdot \left(\frac{a}{h}\right)^4 + 20.55 \cdot \left(\frac{a}{h}\right)^5$$

Uwaga 2: Przemieszczeniem uogólnionym, będącym skutkiem zmiany energii potencjalnej odkształcenia powodowanym przez współczynnik K_{II} , jest kąt odkształcenia postaciowego γ . Różnica kąta γ z prawej i lewej strony przekroju x_p pomnożona przez odpowiedni współczynnik podatności jest równa sile poprzecznej w tym przekroju $T(x_p)$. W pracy drgania poprzeczne opisano modelem Bernoulliego – Eulera belki, gdzie wpływ sił poprzecznych i kąta odkształcenia postaciowego jest pomijany, z tego powodu współczynnik K_{II} jest w dalszej części pracy pominięty. Zmianę kąta γ uwzględnić można analizując model Timoshenki belki, co będzie przedmiotem osobnego opracowania.

$$K_{III} = \tau_{III} \sqrt{\pi a} \cdot \sqrt{\frac{2}{\pi a} \cdot \operatorname{tg} \frac{\pi a}{2}}$$

τ_{III} - część naprężenia stycznego, która jest równoległa jednocześnie do płaszczyzny i krawędzi pęknięcia

Całkowity przyrost energii związany z powstaniem szczeliny o głębokości a jest, więc równy (oznaczenia na rys. 3):



Rys. 3. Przekrój poprzeczny pręta przekroju z pęknięciem

$$U = \int_{A_p} G dA_p = \int_0^b d\beta \int_0^{\sqrt{R^2 - \beta^2} - (R-a)} G d\alpha \quad (3)$$

gdzie:

$$G = \frac{1-\nu^2}{E} \cdot (K_{Ig} + K_{Iw})^2 + \frac{1+\nu}{E} K_{III}^2$$

$dA_p = d\alpha \cdot d\beta$ - elementarne pole pęknięcia;

α - zmienna niezależna liczona od górnej krawędzi pręta do głębokości pęknięcia a , $\alpha \in \langle 0, a \rangle$;

β - zmienna niezależna liczona od środka przekroju poprzecznego pręta do szerokości pęknięcia b , $\beta \in \langle 0, b \rangle$;

a - głębokość pęknięcia.

Po wyznaczeniu wartości energii potencjalnej odkształcenia, wartości poszczególnych podatności z zależności (1) wyznaczyć można z twierdzenia Castigliano:

$$c_g = \frac{\partial^2 U}{\partial M_g^2(x_p)};$$

$$c_w = \frac{\partial^2 U}{\partial P_w^2(x_p)};$$

$$c_s = \frac{\partial^2 U}{\partial M_s^2(x_p)};$$

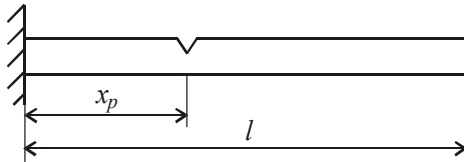
$$c_{gw} = \frac{\partial^2 U}{\partial M_g(x_p) \partial P_w(x_p)};$$

$$c_{wg} = \frac{\partial^2 U}{\partial P_w(x_p) \partial M_g(x_p)}.$$

Tak wyznaczone podatności poprzez równanie (1) służą do napisania równań ciągłości w przekroju z pęknięciem.

4. PRZYKŁAD OBLICZEŃ

Wyznaczona w opisany powyżej sposób macierz podatności zostanie wykorzystana do wyznaczenia drgań belki pokazanej na rys. 4.



Rys. 4. Model rozpatrywanej belki

Drgania proste tj. poprzeczne, wzdłużne i skrętne zostały przez autora przeanalizowane, a wpływ pęknięcia na częstotliwości drgań własnych i amplitudy drgań wymuszonych monoharmonicznie przedstawione w pracach [7, 8, 10, 11, 12]. W dalszej części pracy pokazane zostaną wyniki analizy drgań sprzężonych (opisanych równaniem 1).

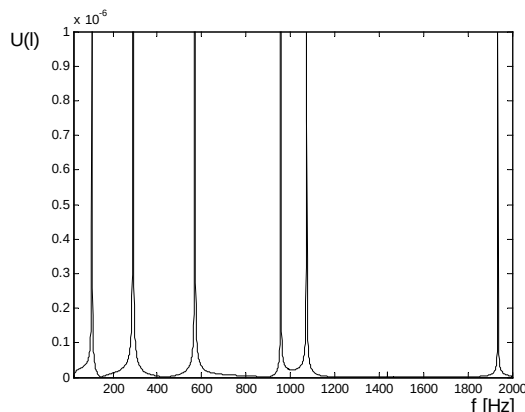
Sprzężenie między drganiami giętnymi i wzdłużnymi wynika wprost z opisu pęknięcia (1).

$$\begin{bmatrix} c_g & c_{gw} & 0 \\ c_{wg} & c_w & 0 \\ 0 & 0 & c_s \end{bmatrix} \begin{bmatrix} M_g(x_p) \\ P_w(x_p) \\ M_s(x_p) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} y'(x_p^+) - y'(x_p^-) \\ u(x_p^+) - u(x_p^-) \\ \varphi(x_p^+) - \varphi(x_p^-) \end{bmatrix}$$

Analizując tą zależność wywnioskować można, że przy wymuszeniu drgań siłą poprzeczną ($M_g \neq 0$), mimo braku wymuszenia na kierunku wzdłużnym ($P_w = 0$), ze względu na sprzężenie (współczynnik c_{wg}) wystąpią drgania na kierunku wzdłużnym ($u(x, t) \neq 0$).

Symptomem diagnostycznym pęknięcia w belce może być więc, przy wymuszeniu poprzecznym, mierzona na kierunku wzdłużnym niezerowa amplituda drgań mimo, że nie działa na tym kierunku wymuszenie.

Na rys. 5 pokazano charakterystykę amplitudowo - częstotliwościową drgań mierzonych na kierunku wzdłużnym belki pokazanej na rys. 5.



Rys. 5. Charakterystyka amplitudowo - częstotliwościowa drgań wzdłużnych belki

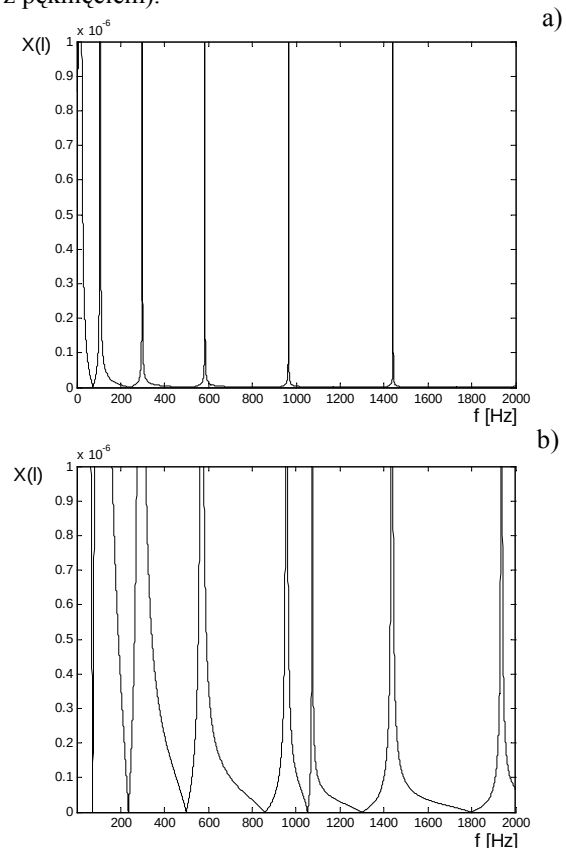
W każdym z rozpatrywanych w pracy przypadków obliczenia przeprowadzono dla siły o jednakowej amplitudzie dla każdej częstotliwości wymuszenia, którą zmieniano w zakresie od $\omega_w = 2\pi \cdot 1 \text{ rad/s}$ (częstotliwość $f = 1 \text{ Hz}$) do

$\omega_w = 2\pi \cdot 2000 \text{ rad/s}$ (częstotliwość $f = 2 \text{ kHz}$) co 1 Hz.

Jak łatwo zauważyć źródłem sprzężenia jest pęknięcie tzn., że w przypadku elementu konstrukcyjnego z pęknięciem drgania poprzeczne wymuszone poprzecznymi siłami zewnętrznymi generują również drgania wzdłużne, mimo tego, że wymuszenia na tych kierunkach nie działają.

Prowadząc dalszą analizę zależności (1) łatwo zauważyć, że niezerowe drgania na kierunku poziomym ($u(x, t) \neq 0$) powodują pojawienie się niezerowych sił wewnętrznych na kierunku wzdłużnym ($P_w \neq 0$), mimo braku wymuszenia zewnętrznego na tym kierunku. Niezerowa siła wzdłużna, ze względu na sprzężenie (współczynnik c_{gw}) spowoduje pojawienie się drgań na kierunku poprzecznym. Pojawienie się drgań na kierunku poprzecznym przy wymuszeniu na kierunku poprzecznym trudno oczywiście uznać za symptom diagnostyczny, ale znaleźć je można analizując charakterystykę amplitudowo - częstotliwościową belki wymuszając drgania poprzeczne impulsem siły (wymuszenie szerokopasmowe).

Na rys. 6 pokazano przebieg charakterystyki amplitudowo - częstotliwościowej (amplitudę drgań poprzecznych końca belki $X(f)$) belki wymuszonej do drgań impulsem siły na kierunku poprzecznym (na rys. a dla belki bez pęknięcia, na rys. b dla belki z pęknięciem).



Rys. 6. Charakterystyka amplitudowo - częstotliwościowa drgań poprzecznych belki: a - bez pęknięcia, b - z pęknięciem

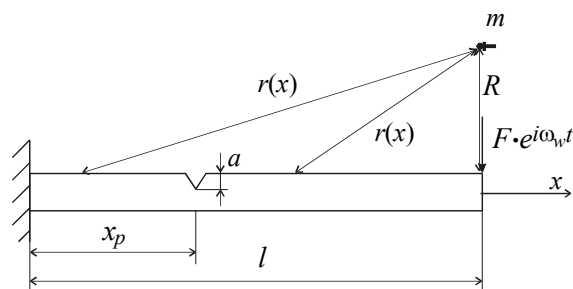
Jak łatwo zauważyć w widmie drgań wymuszonych pojawia się dodatkowy prążek dla częstotliwości około 1090 Hz. Częstotliwość ta odpowiada pierwszej częstotliwości wzdlużnych drgań własnych.

Widoczny na rysunku wzrost amplitud drgań poza pikami rezonansowymi, trudno uznać za symptom pęknięcia z powodu pominięcia w rozważanym modelu tłumienia wewnętrznego i zewnętrznego. Innymi słowy z jednej strony przy wymuszeniu wyższymi częstotliwościami amplituda drgań rośnie na skutek pęknięcia, ale również maleje na skutek tłumienia. Szczególnie duży wpływ ma tłumienie wewnętrzne, które jest proporcjonalne do prędkości odkształceń, osiąga więc wartość nadkrytyczną dla wyższych harmonicznych.

Charakterystykę pokazaną na rys. 6b otrzymano dla głębokości pęknięcia $a = 30\%$ średnicy belki.

Pojawienie się dodatkowego prążka w widmie drgań wymuszonych stało się przyczynkiem do próby opracowania nowej procedury diagnostycznej.

Proponowana procedura diagnostyczna polega na analizie drgań wymuszonych impulsem siły oraz poszukiwanie, w sygnale akustycznym rejestrowanym przy użyciu mikrofonu m , symptomów pęknięcia belki pokazanej na rys. 7.



Rys. 7. Diagnostyka akustyczna pęknięcia w belce

Analizę przeprowadzono w dziedzinie częstotliwości wyznaczając dla każdej częstotliwości wymuszenia funkcję prędkości drgań belki. Do opisu rozchodzenia się fali akustycznej wykorzystano funkcję Greena wyznaczoną dla przestrzeni otwartej.

Drgająca belka jest źródłem dźwięku, którego ciśnienie w funkcji częstotliwości wymuszenia drgań ω opisuje zależność (4) wynikająca bezpośrednio z funkcji Greena [3, 13]:

$$p(\omega) = \frac{j\omega\rho_0}{2\pi} \cdot b \cdot \int_0^l \frac{v(x) \cdot e^{jkr(x)}}{r(x)} dx \quad (4)$$

gdzie:

ρ_0 - gęstość powietrza,

d - szerokość belki,

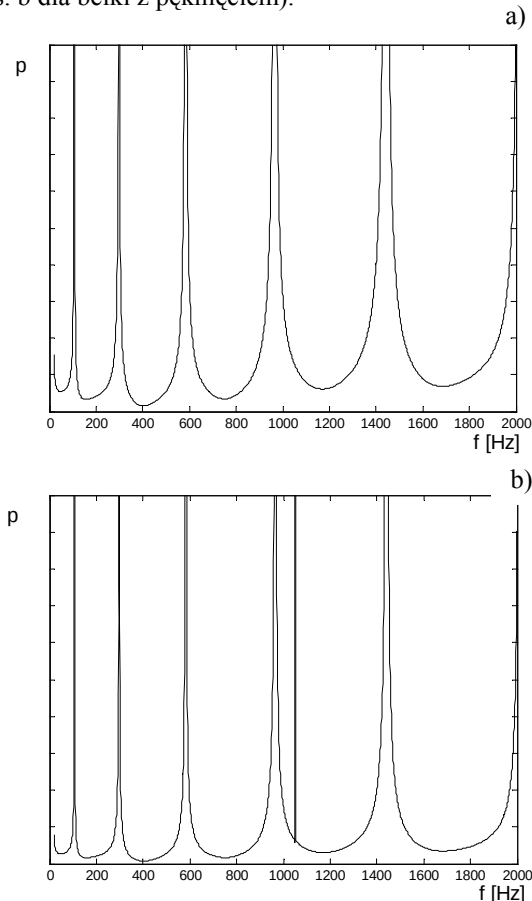
$v(x)$ - funkcja prędkości drgań belki,

k - liczba falowa,

l - długość belki,

$r(x) = \sqrt{R^2 + (l-x)^2}$ - odległość przekroju belki o współrzędnej x od punktu pomiarowego.

Na rys. 8 pokazano przebieg charakterystyki amplitudowo - częstotliwościowej ciśnienia akustycznego, którego źródłem jest belka, opisana modelem uwzględniającym sprzężenie drgań, pobudzona do drgań impulsem siły na kierunku poprzecznym (na rys. a dla belki bez pęknięcia, na rys. b dla belki z pęknięciem).



Rys. 8. Charakterystyki amplitudowo-częstotliwościowe ciśnienia akustycznego, którego źródłem jest pobudzona impulsowo belka: a - bez pęknięcia, b - z pęknięciem

Charakterystykę pokazaną na rys. 8b otrzymano dla głębokości pęknięcia $a = 3\%$ średnicy belki, z czego wynika, że analiza drgań (sprężonych pozwala diagnozować takie pęknięcia (o „małej” głębokości) w belkach, które są niewykrywalne przy pomiarach zmian częstotliwości drgań własnych, czy amplitud drgań wymuszonych monoharmonicznie [7, 8, 9].

5. PODSUMOWANIE I WNIOSKI

W pracy opisano efekt sprzęgania się różnych form drgań w elemencie konstrukcyjnym na skutek jego pęknięcia. Podobnie efekt sprzężenia opisuje w swoich pracach prof. Kiciński [4, 5], z tą różnicą, że jego zdaniem „źródłem sprzężonych form drgań mogą być jedynie człony nieliniowe występujące w układzie” [5 str. 13]. W niniejszej pracy

udowodniono na bazie modeli liniowych, że źródłem sprzężenia jest samo pęknięcie.

W rozważanym przypadku sprzężenie oznacza, że w przypadku elementu konstrukcyjnego z pęknięciem drgania poprzeczne wymuszone poprzecznymi siłami zewnętrznymi generują również drgania wzdlużne, mimo tego, że wymuszenia na tych kierunkach nie działają.

Wykazano ponadto, że symptomem diagnostycznym pęknięcia jest pojawienie się w widmie zarejestrowanego sygnału drganiowego na kierunku poprzecznym, prążków dla częstotliwości bliskich częstotliwościom własnym drgań wzdlużnych elementu, nie jest natomiast możliwa, z tego eksperymentu identyfikacja parametrów pęknięcia tj. jego głębokości i położenia.

Ten fakt wykorzystano do zaproponowania pewnej procedury diagnostyki akustycznej pęknięcia elementu konstrukcyjnego na przykładzie belki wspornikowej. Diagnostyka akustyczna jest jedną z metod nieinwazyjnych opartych na pomiarze biernym, w którym zakłócające działanie czujników pomiarowych jest pomijalne. Zaletą metod nieinwazyjnych jest możliwość diagnozowania i monitorowania (ciągłej kontroli) bez przerywania normalnej pracy obiektu. Dodatkową zaletą diagnostyki akustycznej jest stosunkowo łatwa rejestracja sygnałów diagnostycznych, którymi są sygnały emisji akustycznej.

LITERATURA

- [1] Basztura Cz.: *Komputerowe systemy diagnostyki akustycznej*, PWN Warszawa 1996
- [2] Dimarogonas A. D.: *Vibration of cracked structures: a state of the art review*, Engineering Fracture Mechanics 55 (1996) str. 831-857.
- [3] Fahy F.: *Sound and structural vibration*, Academic Press, London 1985.
- [4] Kiciński J.: *Coupled forms of non-linear vibrations as a new tool of crack detection in rotating shaft*, Transactions of the Institute of Fluid-Flow Machinery 2004, 115 pp. 37-58.
- [5] Kiciński J.: *Sprężone formy drgań w budowie maszyn – próba określenia wyróżnika diagnostycznego*, Diagnostyka 26 (2002) str. 13-20.
- [6] Krawczuk M., Ostachowicz W.: *Damage indicators for diagnostic of fatigue cracks in structures by vibration measurements*, Mechanika Teoretyczna i Stosowana 34 (1996) str. 307-326.
- [7] Majkut L.: *Wpływ pęknięcia na drgania belki. Symptomy diagnostyczne*, rozdział 3.8 w pracy Analiza ryzyka i diagnostyka procesów degradacyjnych i zmęczeniowych pod redakcją S. Radkowskiego, Warszawa 2004, str. 131-137.
- [8] Majkut L.: *Identyfikacja pęknięcia w belkach o znanych warunkach brzegowych*. Diagnostyka, 2004, 32 str. 107-116.
- [9] Majkut L.: *Modelowanie pęknięcia w wibroakustycznej diagnostyce według modelu*. Diagnostyka, 34 (2005), str. 15-22.
- [10] Majkut L.: *Identyfikacja pęknięcia w belkach na podstawie pomiaru częstości własnych*. Kwartalnik AGH Mechanika 24 (2005), str. 21-28.
- [11] Majkut L.: *Identyfikacja pęknięcia w belkach na podstawie pomiarów amplitud drgań wymuszonych*. Kwartalnik AGH Mechanika 24 (2005), str. 199-204.
- [12] Majkut L.: *Wpływ pęknięcia na drgania skrętne pręta*. Diagnostyka nr 36/2005, str. 99-102.
- [13] Malecki I.: *Teoria fal i układów akustycznych*, PWN, Warszawa 1964.
- [14] Murakami Y.: *Stress Intensity Factors Handbook*, Pergamon Press Oxford, 1987
- [15] Neimitz A.: *Mechanika pękania*, Warszawa PWN 1998.
- [16] Szala J.: *Przegląd możliwości diagnozowania obiektów technicznych ze względu na zmęczeniowe pękanie*, Przegląd Mechaniczny LXII (2003) str. 7-15.



dr inż. **Leszek MAJKUT**
(ur. 1970), absolwent Wydziału Elektroniki, Automatyki, Informatyki i Elektrotechniki AGH (1995). Pracę doktorską dotyczącą wpływu lokalnej zmiany sztywności na amplitudę drgań i widmo częstości obronił w 1999 na Wydziale Inżynierii Mechanicznej i Robotyki AGH w Krakowie. Obecnie prace badawcze dotyczące diagnostyki wibroakustycznej, problemów związanych z odwracaniem modeli diagnostycznych oraz szeroko pojętej teorii drgań (drgania, wibroizolacja, hałas), ze szczególnym uwzględnieniem układów ciągłych i dyskretno-ciągłych prowadzi w Katedrze Mechaniki i Wibroakustyki AGH.

METODY POZYSKIWANIA I REPREZENTACJI WIEDZY DLA POTRZEB DIAGNOZOWANIA OKRĘTOWEGO SILNIKA TŁOKOWEGO

Rafał PAWLETKO

Katedra Siłowni Okrętowych, Akademia Morska w Gdyni
ul. Morska 81-87, 81-225 Gdynia, e-mail: pawletko@am.gdynia.pl

Streszczenie

Systemy ekspertowe okazały się bardzo przydatne w procesie diagnozowania złożonych obiektów technicznych. Jednym z najważniejszych etapów podczas tworzenia takiego systemu jest pozyskanie odpowiedniej wiedzy. W artykule zidentyfikowano potencjałe źródła wiedzy dla systemu ekspertowego wspomagającego proces diagnozowania silnika okrętowego oraz dokonano przeglądu metod pozyskiwania i reprezentacji wiedzy.

Słowa kluczowe: diagnozowanie silników spalinowych, pozyskiwanie wiedzy diagnostycznej.

THE KNOWLEDGE ACQUISITION AND REPRESENTATION METHODS FOR THE MARINE DIESEL ENGINE DIAGNOSIS

Summary

The Expert Systems are very useful tool for complex objects diagnosis. Proper knowledge acquisition is one of the most important steps during creation of such system. The paper presents the source of knowledge for expert system for marine diesel engine diagnosis and review of the methods of knowledge acquisition and representation.

Keywords: marine diesel engine diagnosis, diagnostic knowledge acquisition.

1. WPROWADZENIE

Współczesne siłownie okrętowe, a zwłaszcza silniki tłokowe stanowiące napęd główny statku oraz prądnice, stają się coraz bardziej złożone. Jednocześnie rosną wymagania związane z niezawodnością działania oraz ochroną środowiska. Prawidłowa eksploatacja okrętowych silników tłokowych jest możliwa tylko w sytuacji, gdy mechanik okrętowy dysponuje odpowiednią wiedzą i doświadczeniem, nie tylko na poziomie ogólnym, ale również wiedzą szczegółową związaną z konkretnym typem silnika. Często konieczne są informacje na temat przebiegu eksploatacji w przeszłości, znajomość słabych ogniw silnika, czy układów i elementów, które wymagają szczególnej troski eksploatacyjnej.

Metody sztucznej inteligencji stanowią nową generację środków diagnozowania obiektów technicznych. Szczególnie interesujące, z punktu widzenia diagnozowania okrętowego silnika tłokowego, wydaje się zastosowanie systemu ekspertowego. System taki, posiada szereg unikalnych cech, takich jak: możliwość zapisania i agregacji wiedzy licznego zespołu ekspertów danej dziedziny, oddzielenie bazy wiedzy od reszty programu, umożliwiające łatwe modyfikowanie i rozbudowywanie jej zawartości oraz możliwość wykorzystania tzw. „systemów szkieletowych”. Biorąc pod uwagę specyfikę eksploatacji

współczesnych siłowni okrętowych, często zmieniający się personel obsługujący i zanikającą praktyczną wiedzę diagnostyczną, system ekspertowy może stanowić niezwykle przydatne narzędzie wspomagające oficera mechanika okrętowego w podejmowaniu decyzji eksploatacyjnych.

Jednym z najważniejszych etapów podczas tworzenia systemu ekspertowego jest poprawne określenie dziedziny, w której system będzie wykorzystywany, identyfikacja potencjalnych źródeł wiedzy oraz możliwości jej pozyskania.

W artykule podjęto próbę określenia celów, jakie musi spełniać współczesny system ekspertowy wspomagający diagnozowanie silników okrętowych, zidentyfikowano źródła wiedzy dla takiego systemu oraz dokonano krótkiego przeglądu metod pozyskiwania i reprezentacji wiedzy.

2. METODY POZYSKIWANIA WIEDZY

Przez pozyskiwanie wiedzy rozumie się proces ujawniania wiedzy z danej dziedziny oraz zapisania jej w bazie wiedzy za pomocą formalnych środków reprezentacji [10]. W najbardziej ogólnym przypadku wiedza może być pozyskana od ekspertów lub z baz danych. Pozyskiwanie wiedzy od ekspertów może być przeprowadzone z udziałem lub bez udziału inżyniera wiedzy. W pierwszym przypadku inżynier wiedzy jest pośrednikiem, który

umożliwia ekspertowi formalne ujęcie oraz zapisanie posiadanej przez niego wiedzy. W procesie pozyskania bez udziału inżyniera wiedzy, ekspert korzysta z dedykowanych narzędzi umożliwiających dostęp do bazy wiedzy systemu ekspertowego. Możliwe jest zatem bezpośrednie tworzenie oraz edycja wiedzy przez eksperta.

Pomimo niezwykle istotnej roli jaką powinni odgrywać eksperci szczególnie w początkowym etapie tworzenia bazy wiedzy, w literaturze [5, 6] bardzo często podkreślany jest fakt małej efektywności takiego rozwiązania. Dodatkowo powstaje problem doboru odpowiednich ekspertów oraz wiarygodności i weryfikacji tak pozyskanych informacji.

Alternatywą dla mało efektywnych metod pozyskiwania wiedzy od ekspertów są metody umożliwiające pozyskiwanie wiedzy z diagnostycznych baz danych. W sytuacji kiedy mamy do czynienia z przykładami wstępnie sklasyfikowanymi wykorzystuje się metody uczenia maszynowego, w przeciwnym przypadku metody odkryć w bazach danych [3].

2.1. Pozyskiwanie wiedzy od ekspertów

Ważnym źródłem wiedzy są eksperci. W dotychczasowych pracach obejmujących zagadnienia tworzenia systemów diagnozowania silników okrętowych nie podejmowano jednak problemu wykorzystania wiedzy ekspertowej. Taki stan rzeczy wynika przede wszystkim ze specyfiki eksploatacji silników okrętowych. Pomimo podobieństwa konstrukcyjnego oraz funkcji, jakie spełniają te urządzenia na statkach, posiadają one szereg cech indywidualnych, które praktycznie uniemożliwiają opracowanie uniwersalnych metod i systemów diagnozowania. Podczas opracowywania takiego systemu należy brać pod uwagę producenta silnika, jego typ, szereg indywidualnych cech konstrukcyjnych, wyposażenie kontrolno-pomiarowe oraz rodzaj statku, na którym pracuje urządzenie. Podobny problem dotyczy potencjalnych ekspertów, których wiedza może być wykorzystana. Trudno jest bowiem wyłonić specjalistów, posiadających doświadczenie eksploatacyjne oraz wiedzę dostateczną do opracowania bazy wiedzy systemu diagnozowania określonego typu silnika.

Przedstawione uwarunkowania oraz dodatkowo znaczne zróżnicowanie przebiegu eksploatacji silników, nawet tego samego typu zamontowanych na podobnych statkach znacznie ograniczają możliwości wykorzystania wiedzy ekspertowej. Wydaje się jednak zasadne podjęcie próby pozyskania tzw. uniwersalnej wiedzy umożliwiającej diagnozowanie silnika okrętowego, którą nabywają załogi maszynowe statków w wyniku wieloletnich doświadczeń eksploatacyjnych. Wiedza ta obejmuje najślabsze ogniwa silnika, występujące uszkodzenia oraz podstawowe relacje umożliwiające ocenę stanu

silnika. Jest ona na tyle uniwersalna, że może wspomagać diagnostykę różnych typów silników.

W celu pozyskanie wiedzy dla potrzeb diagnozowania okrętowych silników tłokowych, konieczna jest identyfikacja źródeł, z których mogą pochodzić eksperci. Można wyróżnić tutaj dwie przestrzenie działalności: wytwarzanie oraz eksploatacja. W obszarze wytwarzania eksperci są związani ściśle z firmami produkującymi silniki okrętowe. Badania związane z niezawodnością oraz diagnostyką silników są prowadzone przez producentów silników od wielu lat. Oferują oni obecnie wyspecjalizowane systemy diagnozowania [7]. Prowadzone są również statystyki uszkodzeń i awarii. Wytwórcy silników dysponują wysokiej klasy specjalistami, którzy posiadają szeroką wiedzę, związaną zarówno z eksploatacją, jak i diagnostyką silników. Podstawową barierą ograniczającą wykorzystanie ekspertów z obszaru wytwarzania jest szeroko pojęty interes największych producentów. Wiedza w dzisiejszym świecie jest wartością samą w sobie i stała się niezwykle cenna. Pojawia się zatem problem z jednej strony udostępnienia przez producentów specjalistów w celu przeprowadzenia badań ekspertowych, z drugiej zaś wykorzystania w ten sposób pozyskanej wiedzy w systemie diagnostycznym.

Drugim źródłem ekspertów dla potrzeb diagnostycznego systemu ekspertowego silników okrętowych, obok producentów, jest obszar eksploatacji. Wyróżnikiem specjalistów pochodzących z tego obszaru jest z całą pewnością brak głębokiej specjalizacji w określonych typach silników. Specyfika pracy załóg maszynowych statków handlowych, narzuca bardzo częste zmiany miejsca pracy. Nie spotyka się praktycznie sytuacji w której dany mechanik w czasie swojej praktyki zawodowej ma do czynienia tylko z kilkoma statkami. Zazwyczaj doświadczenie zawodowe obejmuje kilkanaście lub kilkadziesiąt jednostek bardzo zróżnicowanych technicznie w bardzo różnym wieku. W wyniku tego doświadczony mechanik okrętowy dysponuje wiedzą uniwersalną o dużym stopniu ogólności, pozyskaną w wyniku doświadczeń z wieloma urządzeniami różnego typu. Oczywiście istnieje niebezpieczeństwo, że wiedza w takiej sytuacji może być jedynie bardzo powierzchowna i często niepełna, dlatego należy do niej podchodzić z dużą ostrożnością. Niewątpliwą zaletą specjalistów z dziedziny eksploatacji siłowni okrętowych jest ich łatwa dostępność. Współczesne wymagania armatorów oraz Międzynarodowej Organizacji Morskiej narzucają konieczność rozszerzania oraz odnawiania certyfikatów potwierdzających kompetencje niezbędne do pracy na morzu. W rezultacie bardzo często trafiają oni na różnego rodzaju kursy w ośrodkach szkoleniowych, w których możliwe jest przeprowadzanie badań.

Głównym źródłem wiedzy dla proponowanego systemu diagnostycznego na etapie badań ekspertowych wydają się być zatem załogi

maszynowe statków handlowych. Przed realizacją badań konieczne jest wstępne określenie warunków dla doboru ekspertów. W odniesieniu do założeń maszynowych istotne są dwa kryteria. Pierwsze kryterium powinno dotyczyć stażu pracy niezbędnego do zdobycia wiedzy eksploatacyjnej. Kryterium drugie powinno być związane z zajmowanym stanowiskiem, które jest ściśle związane z zakresem obowiązków, warunkujących zdobycie doświadczenia w obsłudze silnika głównego oraz silników pomocniczych. O ile nadzór nad eksploatacją silników pomocniczych, stanowiących napęd agregatów prądotwórczych może sprawować mechanik na stanowisku oficera wachtowego, tak za silnik główny jest odpowiedzialny dopiero drugi mechanik. Badania powinny zatem obejmować osoby przynajmniej posiadające staż na stanowisku drugiego mechanika. Wymagany okres pływania na stanowisku drugiego mechanika dla osób uczestniczących w takim kursie, wynosi obecnie 18 miesięcy co można uznać za minimalny okres pozwalający na zdobycie dostatecznej wiedzy eksploatacyjnej.

Pozyskiwanie wiedzy ekspertowej może być realizowane z udziałem inżyniera wiedzy oraz bez jego udziału. Wyeliminowanie inżyniera wiedzy wymaga zastosowania dedykowanych narzędzi programowych umożliwiających bezpośrednią edycję bazy wiedzy przez eksperta. Szczególnie w początkowym etapie tworzenia systemu ekspertowego nie jest to dobre rozwiązanie. Wymaga opracowania specjalnego oprogramowania, a dodatkowo pozbawia twórcę systemu, kontroli nad procesem pozyskiwania wiedzy oraz jakością w ten sposób pozyskanych informacji. Na początku lepszym rozwiązaniem wydaje się zatem wykorzystanie inżyniera wiedzy, który może po pierwsze zweryfikować wstępnie samych ekspertów oraz dokonać oceny poprawności przekazanej przez nich wiedzy.

Pozyskiwanie wiedzy w metodzie ekspertowej odbywa się na drodze prowadzenia wielokrotnych wywiadów z ekspertami, specjalistami w dziedzinie obsługi technicznej badanych urządzeń, wstępnej weryfikacji zdobytej wiedzy oraz zapisaniu jej za pomocą sformalizowanych metod reprezentacji zrozumiałych dla komputera. Pod pojęciem „wywiad” rozumie się metodę, która przez zaplanowaną, ukierunkowaną rozmowę oraz pytania pozwala uzyskać informację o badanych obiektach. Efektywność oraz poprawność tego procesu zależy w znacznym stopniu od inżyniera wiedzy. Istnieje wiele metod umożliwiających przeprowadzenie badania ekspertowego. Najczęściej wykorzystywaną jest wywiad kwestionariuszowy jawny. Metoda ta jest zaliczana do najbardziej rzetelnych i efektywnych technik, pozwalających na dokładną analizę badanych obiektów. Zachowanie jawności badania, polegające na informowaniu ekspertów o celach prowadzenia wywiadu, umożliwia zdobycie pełniejszej informacji (uzupełnionych o własne spostrzeżenia i przemyślenia eksperta).

2.2. Pozyskiwanie wiedzy z baz danych

Ze względu na specyfikę eksploatacji, złożoność funkcjonalną obiektu badań, jakim jest okrętowy silnik spalinowy badania ekspertowe mogą być tylko wstępnym etapem tworzenia bazy wiedzy diagnostycznego systemu ekspertowego. Dziedzina tych badań pozwoli na uzyskanie tylko podstawowych informacji o występujących stanach niezdatności oraz bardzo ogólnych relacji diagnostycznych. Główny ciężar podczas tworzenia bazy wiedzy musi zatem spocząć na metodach pozyskiwania wiedzy z diagnostycznych baz danych. Bazy takie zawierają informacje zebrane podczas czynnych i biernych eksperymentów diagnostycznych jak i normalnej eksploatacji obiektów.

Bazy danych są w obecnie powszechnie stosowane na statkach. Gromadzą one dane związane z przebiegiem eksploatacji silników głównych i pomocniczych oraz całej siłowni okrętowej, zgromadzone głównie poprzez pokładowe układy monitoringu. Dane te stanowią obszernie źródło wiedzy na temat aktualnego stanu urządzeń, jak również przebiegu eksploatacji w przeszłości. Dzięki odpowiednim interfejsom programowym mogą się stać bezcennym źródłem wiedzy dla potrzeb diagnostycznych systemów ekspertowych.

Według [5] metody pozyskiwania wiedzy z baz danych podzielić można na dwie zasadnicze grupy: metody uczenia maszynowego oraz metody odkryć w bazach danych. Uczenie maszynowe stosuje się w sytuacji kiedy mamy do czynienia z przykładami wstępnie sklasyfikowanymi. Metody odkryć w bazach danych pozwalają na pozyskanie zupełnie nowej porcji wiedzy w przypadku gdy przykłady w bazie danych nie są sklasyfikowane.

W literaturze wymienia się najczęściej następujące metody uczenia maszynowego [5, 6]:

- za pomocą drzew decyzyjnych (generowanie reguł za pomocą drzew decyzyjnych);
- selektywna indykcja reguł poprzez generowanie pokryć;
- indukcja reguł z zastosowaniem zbiorów przybliżonych;
- za pomocą sieci semantycznych.

Jedną z najbardziej popularnych metod pozyskiwania wiedzy na podstawie przykładów jest algorytm indukcji drzew decyzyjnych, w obecnym kształcie wprowadzonych przez Quinlana [8] w systemach ID3, C4 oraz C4.5. W systemach tych, reguły dotyczą obiektów, przy czym każdy z obiektów charakteryzowany jest za pomocą zbioru atrybutów. W generowanym drzewie decyzyjnym korzeń jest tworzony przez wybrany atrybut, a poszczególne gałęzie reprezentują wartości tego atrybutu. Węzły drzewa na dalszych poziomach mają przyporządkowane dalsze atrybuty występujące w zadaniu klasyfikacji. Na najniższym poziomie liście drzewa charakteryzują poszczególne

klasy. Celem metody generowania jest określenie drzewa decyzyjnego, przy właściwym doborze wartości atrybutów, do zadania klasyfikacji [6]. Otrzymane drzewo decyzyjne może być bezpośrednio przekształcone do zbioru reguł.

Innym znanym podejściem jest indukcja reguł na podstawie zbioru przykładów przez generowanie pokryć. Wiedzę reprezentuje się tutaj za pomocą tzw. reguł decyzyjnych o postaci: „JEŻELI cechy mają pewne wartości TO obiekty należą do i-tej klasy decyzyjnej”. Przykładami indukcji reguł przez generowanie pokryć są kolejne wersje systemów AQ, rozwijanych w zespole R. Michalskiego [4]. Pozyskiwanie wiedzy w systemach serii AQ polega na wyznaczeniu reguł, mając do dyspozycji pewien zbiór reguł początkowych oraz zbiór przykładów. Algorytm wyznacza reguły, które są udoskonalane według określonego kryterium.

Obydwa wymienione algorytmy mają charakter iteracyjny i charakteryzują się łatwością implementacji komputerowej.

Kluczową sprawą we wszystkich rozwiązaniach jest to, że algorytm powinien znaleźć taki zbiór reguł, który z jednej strony poprawnie opisuje dane treningowe, z drugiej są możliwie ogólne, gdyż tylko uogólnienie wydobytej z danych treningowych wiedzy umożliwi zastosowanie jej do przypadków nowych, nie wchodzących w skład zbioru treningowego.

Należy podkreślić, że dla różnych zbiorów danych, skuteczne są różne strategie pozyskiwania wiedzy. Istnieje konieczność doboru właściwej metody dla konkretnych danych na drodze eksperymentalnej. Nie istnieje bowiem uniwersalna skuteczna metoda dla dowolnych zastosowań.

3. REPREZENTACJA WIEDZY

Kluczowym elementem każdego systemu ekspertowego jest baza wiedzy. Gromadzi ona wiedzę z dziedziny związanej z działaniem systemu oraz umożliwia przeprowadzenie procesu wnioskowania. Zagadnieniem ściśle związanym z budową bazy wiedzy dla SE jest sposób jej reprezentacji.

Termin reprezentacja wiedzy jest używany do określenia niezależnego od rozpatrywanej informacji, ogólnego formalizmu przekazywania, zapisywania i gromadzenia dowolnego zasobu wiedzy [3]. W opracowaniach dotyczących SE wyróżnia się następujące dwie klasy reprezentacji wiedzy:

- reprezentacja deklaratywna, pozwalająca na określenie zbioru specyficznych dla rozpatrywanej dziedziny faktów, stwierdzeń i reguł;
- reprezentacja proceduralna, pozwalająca na określenie zbioru procedur, które reprezentują wiedzę o danej dziedzinie.

Obydwa metody reprezentacji wiedzy mają szereg wad i zalet, optymalnym rozwiązaniem

wyda się zatem zastosowanie wiedzy łączącej cechy zarówno reprezentacji deklaratywnej, jak i proceduralnej.

Według [3] do najczęściej stosowanych technik reprezentacji wiedzy (organizowania baz wiedzy) zaliczyć należy:

- zapis reguł i stwierdzeń;
- sieci stwierdzeń;
- sieci przekonań (bayesowskie);
- sieci neuronowe;
- ramy;
- tablice decyzyjne (drzewa decyzyjne).

Dla potrzeb diagnostyki technicznej szczególnie przydatne są modele systemów ekspertowych bazujące na reprezentacji wiedzy w postaci stwierdzeń i reguł. Systemy takie nazywa się często systemami regułowymi i pomimo istnienia obecnie dużej liczby innych metod reprezentacji wiedzy większość systemów stanowią właśnie systemy regułowe [6]. Głównymi elementami bazy wiedzy w takim przypadku są stwierdzenia oraz reguły.

Stwierdzenia stanowią informację o charakterze orzekającym o obserwowanych faktach lub reprezentujących określoną opinię [5]. Stwierdzenia najczęściej są reprezentowane w postaci:

$$< o, a, v, t, b > \quad (1)$$

gdzie:

o, a, v – treść stwierdzenia, wypowiedź o tym, że obiektowi o przysługuje cecha (atrybut) a o wartości v, t – określa czas w którym rozpatrywany jest obiekt, b – ocena stopnia prawdziwości lub stopnia przekonania o prawdziwości wypowiedzi

W celu uproszczenia zapisów stwierdzeń stosuje się słowniki nazw obiektów i atrybutów oraz ich wartości. Umożliwia to identyfikację stwierdzeń za pomocą etykiet – bez wielokrotnego powtarzania nazw.

Baza wiedzy systemu ekspertowego stanowi zbiór stwierdzeń i relacji między nimi. W związku z tym zapis stwierdzeń jest niewystarczający do reprezentacji wiedzy. Drugim istotnym elementem bazy zawierającej stwierdzenia są reguły. Za pomocą stwierdzeń i reguł możliwe jest reprezentacja wiedzy z danej dziedziny. Reguły najczęściej zapisuje się w postaci:

$$\text{JEŻELI } p(o) \text{ TO } q(o) \quad (2)$$

gdzie: p(o) jest przesłanką reguły, a q(o) konkluzją reguły.

Przesłanka jest warunkiem, którego spełnienie pozwala na przyjęcie konkluzji. Może być ona prostym zdaniem logicznym lub zdaniem złożonym składającym się z kilku warunków połączonych funktorami and (i), or (lub).

Inną metodą reprezentacji relacji między stwierdzeniami w bazie wiedzy są sieci stwierdzeń. Można je przedstawić jako graf, którego węzłami są

stwierdzenia, a gałęziami relacje między nimi [6]. Węzłom i gałęziom mogą być przypisane wagi określające np. stopnie przekonania o słuszności tych stwierdzeń. Do sieci tego typu można zaliczyć modele formułowane w postaci sieci przekonań (sieci bayesowskich) [2]. Sieć taka jest acyklicznym grafem skierowanym, składającym się z węzłów i łączących je gałęzi skierowanych. Węzły w sieci przekonań reprezentują zmienne (np. cechy obiektu) przyjmujące cechy dyskretne, gałęzie natomiast, zależności pomiędzy zmiennymi, określone przez prawdopodobieństwa warunkowe, przyporządkowane wartościom przyjmowanym przez węzły sieci. Prawdopodobieństwa te są subiektywną miarą stopnia przekonania.

Z koncepcji sieci stwierdzeń wywodzą się sieci semantyczne lub asocjacyjne [6]. W rozwiązaniu tym węzły sieci nie są tylko stwierdzeniami, ale odpowiadają kompletnym opisom pojęć lub obiektów. Możliwe jest zatem zapisanie bezpośrednich relacji między obiektami, które najwygodniej jest przedstawić w formie grafu. Mechanizm wnioskowania w takim przypadku odpowiada poruszaniu się po grafie, co pozwala na pozyskanie różnych konkluzji.

Przyjętą i sprawdzoną metodą reprezentacji wiedzy w diagnostycznych systemach doradczych są ramy [6]. Umożliwiają one reprezentację zarówno wiedzy proceduralnej jak i deklaratywnej. Największą zaletą ram jest możliwość grupowania reguł związanych z funkcjami pełnionymi w bazie wiedzy.

Rama jest pewną strukturą danych reprezentującą obiekt. Każda rama składa się z tzw. klatek, które z kolei dzielą się na mniejsze elementy – fasety. Klatka może reprezentować właściwości lub cechę obiektu opisywanego przez ramę [6]. W fasetach mogą być przechowywane rzeczywiste wartości cech (fasety typu VALUE) lub na przykład warunki dotyczące uznania wartości atrybutu jako wartości dopuszczalnej.

Możliwe jest łączenie ram w złożone struktury hierarchiczne, w których relacje podrzędności oznacza dziedziczenie właściwości obiektu określanego przez ramę nadrzędną. Mechanizm ten pozwala na znaczne ograniczenie redundancji bazy wiedzy. Teoria ram przewiduje i definiuje podstawowe rodzaje i nazwy faset oraz klatek w zależności od pełnionych funkcji.

Sieci neuronowe stanowią ciekawą alternatywę dla klasycznych technik reprezentacji wiedzy w systemach ekspertowych. Dzięki zdolności do uczenia w sposób naturalny mogą one reprezentować wiedzę pozyskaną na podstawie przykładów. W zależności od rodzaju zastosowanej sieci neuronowej możliwe jest wykorzystanie przykładów sklasyfikowanych (sieci z uczeniem nadzorowanym), jak i przykładów niesklasyfikowanych (sieci z uczeniem nienadzorowanym). Dużą zaletą sieci neuronowych zastosowanych w systemach ekspertowych jest fakt, że oprócz reprezentacji wiedzy pełnią one

jednocześnie rolę maszyny wnioskującej. Najczęściej wykorzystuje się tutaj własności klasyfikujące sieci neuronowych. Jest to szczególnie przydatne w sytuacji kiedy system ekspertowy operuje na wiedzy rozmytej i przybliżonej. Systemy regułowe wymagają w takiej sytuacji zastosowania złożonego aparatu matematycznego, podczas gdy sieci neuronowe operują na wiedzy przybliżonej w sposób naturalny. Poważną wadą sieci neuronowych jest niemożność objaśnienia uzyskanych za ich pomocą rozwiązań, ponieważ stanowią one model tzw. „czarnej skrzynki”. W celu uniknięcia tej niedogodności buduje się tzw. systemy hybrydowe, w których sieci neuronowe współdziałają z innymi metodami wnioskowania i reprezentacji wiedzy.

W diagnostycznych systemach ekspertowych pojawiła się potrzeba reprezentacji wiedzy pozyskanej podczas bezpośrednich wywiadów z ekspertami. Metody takie spełniać muszą kilka niezbędnych warunków. Po pierwsze muszą stanowić klarowny i zrozumiały dla potencjalnego eksperta środek umożliwiający zapisanie posiadanej przez niego wiedzy. Z drugiej strony powinny umożliwiać łatwe przekształcenie do postaci zrozumiałej dla komputera. Najczęściej wykorzystuje się proste relacje umożliwiające zapisanie związku pomiędzy wartościami cech wejść, wyjść i stanów obiektu. Relacje diagnostyczne mogą być pozyskiwane za pomocą formularza papierowego, który jest uzupełniany przez eksperta lub z zastosowaniem formularza elektronicznego [9, 5].

4. PODSUMOWANIE

Znajomość stanu technicznego okrętowego silnika łokowego jest konieczna do prowadzenia efektywnej strategii eksploatacji. Umożliwia planowanie niezbędnych czynności obsługowych i remontowych oraz zmniejsza ryzyka wystąpienia awarii.

Istnieje obecnie szereg metod oraz systemów diagnozowania stanu technicznego silników okrętowych, rozwijanych zarówno przez ośrodki badawcze, jak i przez producentów silników. Główną wadą większości współczesnych rozwiązań jest to, że są to systemy zamknięte. Modele procesów roboczych oraz algorytmy oceny stanu technicznego zaimplementowane na etapie tworzenia systemu, nie mogą być modyfikowane w czasie późniejszej eksploatacji. Biorąc pod uwagę długi okres eksploatacji silników okrętowych, należy uznać taki stan rzeczy za poważną wadę. Trudno oczekiwać, że modele przebiegu procesów roboczych utworzone dla silnika nowego, będą aktualne po dwudziestu latach eksploatacji. Kolejną niedogodnością współczesnych systemów diagnozowania silników okrętowych jest to, że nie są zdolne do nauki. Dysponują wiedzą, która nie może być rozszerzana ani modyfikowana.

Alternatywą dla takiego stanu rzeczy może być opracowanie systemu ekspertowego wspomagającego diagnozowanie silników okrętowych. Modułowa struktura systemów ekspertowych, a przede wszystkim oddzielenie bazy wiedzy od reszty programu, umożliwia opracowywanie systemów otwartych, w których wiedza diagnostyczna może być w łatwy sposób uaktualniana i rozszerzana. Istotną zaletą tych systemów jest również możliwość reprezentacji wiedzy, pochodzącej z różnych źródeł.

Jednym z najważniejszych etapów podczas tworzenia systemu ekspertowego jest identyfikacja potencjalnych źródeł wiedzy oraz możliwości jej pozyskania.

W sytuacji najbardziej ogólnej wiedza dla ekspertowego systemu diagnozowania silnika okrętowego może być pozyskana od ekspertów (specjalistów w dziedzinie eksploatacji) oraz z diagnostycznych baz danych. Biorąc pod uwagę przedstawione w artykule uwarunkowania oraz przede wszystkim możliwość praktycznej realizacji badań, grupę ekspertów stanowić powinni doświadczeni oficerowie mechanicy floty handlowej. Badania ekspertowe objąć powinny przede wszystkim podstawową wiedzę z dziedziny eksploatacji silników, dotyczącą najsłabszych ogniw silnika, rodzaju występujących uszkodzeń silników podobnych oraz podstawowych relacji diagnostycznych, umożliwiających ocenę stanu technicznego.

Istnieje obecnie bardzo duży wybór metod reprezentacji wiedzy dla systemów ekspertowych. Brak jest jednocześnie kryteriów pozwalających na ocenę, która z nich będzie najbardziej efektywna dla określonego zastosowania.

Większość praktycznych aplikacji systemów ekspertowych bazuje na regułowej reprezentacji wiedzy. Systemy takie zwane są potocznie – regułowymi. Wykorzystanie tej metody reprezentacji umożliwia wykorzystanie między innymi systemów szkieletowych z wbudowanymi mechanizmami wnioskowania oraz weryfikacji poprawności zapisanej wiedzy. Możliwe jest ponadto zastosowanie znanych i ogólnodostępnych algorytmów indukcji reguł takich, jak generowanie reguł za pomocą drzew decyzyjnych czy selektywna indukcja reguł z zastosowaniem pokryć. Rozwiązania te w znacznym stopniu mogą usprawnić proces pozyskiwania wiedzy diagnostycznej oraz tworzenia systemu ekspertowego.

BIBLIOGRAFIA

- [1] Cholewa W.: *Metoda diagnozowania maszyn z zastosowaniem zbiorów rozmytych*, ZN Pol. Śląskiej nr 764, Seria: Mechanika z. 79, Gliwice 1983.
- [2] Kiciński J. *Modelowanie i diagnostyka oddziaływań mechanicznych, aerodynamicznych i magnetycznych w turbozespołach energetycznych*, Wydawnictwo IMP PAN, Gdańsk 2005.
- [3] Korbicz J., Kościelny J., Kowalczyk Z., Cholewa W.: *Diagnostyka procesów*, WNT Warszawa 2002.
- [4] Michalski R. S.: *A theory and methodology of inductive learning*, Artificial Intelligence 20 (1983), pp. 111-161
- [5] Moczulski W. *Metody pozyskiwania wiedzy dla potrzeb diagnostyki maszyn*, ZN Pol. Śląskiej nr 1382, Seria: Mechanika z. 130, Gliwice 1997.
- [6] Mulawka J., J.: *Systemy ekspertowe*, WNT, Warszawa 1996.
- [7] Pawletko R., *Współczesne systemy diagnozowania okrętowych silników tłokowych*, XXXIII Ogólnopolskie Sympozjum Diagnostyka Maszyn, Węgierska Góra 2006 r.
- [8] Quilian J. R.: *Induction of decision trees*. Machine Learning, 1 (1986), pp. 81-106.
- [9] Rychlik A.: *Wykorzystanie hybrydowego systemu ekspertowego w diagnostyce wybranych maszyn samochodowych*. Rozprawa doktorska, Politechnika Warszawska, Płock 2005.
- [10] Żółtowski B., Cempel Cz.: *Inżyniera Diagnostyki Maszyn*. Polskie Towarzystwo Diagnostyki Technicznej, Instytut Technologii Eksploatacji PIB Radom, Warszawa, Bydgoszcz, Radom 2004.



Mgr inż. **Rafał PAWLETKO** jest asystentem w Katedrze Siłowni Okrętowych, Wydziału Mechanicznego Akademii Morskiej w Gdyni. Zajmuje się diagnostyką okrętowych silników spalinowych.

STATYSTYKA OCENY PARAMETRYCZNEJ JAKOŚCI JEDNOSTEK SFERY BADAŃ I WDROŻEŃ W KRAJU

Czesław CEMPEL

Komisja Nauki Rady Nauki; Instytut Mechaniki Stosowanej, Politechnika Poznańska

czeslaw.cempel@put.poznan.pl

Streszczenie

Finansowanie sfery badań i innowacji uległo znacznej zmianie po roku 1990, a uzyskało instytucjonalne wsparcie z chwilą powstania KBN w 1991. Wypracowano tam przedmiotowe dofinansowanie Instytutów Badawczych i Wydziałów Uczelnianych, które miało szereg zalet, a i sporo wad. Od kilku lat zatem zaczęły się prace nad nowym systemem oceny **Jednostek**, inaczej mówiąc parametryzacji ich osiągnięć, która wg starych zasad odbyło się ostatni raz w 2000r. W sierpniu 2005 ukazało się zarządzenie Ministra Nauki precyzujące zasady i kryteria nowej parametryzacji, Jednostki złożyły stosowne opracowania, a Ośrodek Przetwarzania Informacji (**OPI**) zebrał to i przetworzył w postaci zbioru danych na CD. Jest to ponad 800 Jednostek badawczych, od teologii do obronności, potraktowanych w ten sam sposób. Jest to zatem doskonała okazja do zbadania możliwości opisu statystycznego tej populacji i wyciągnięcia na wierzch jej istotnych charakterystyk. Praca niniejsza poświęcona jest temu zagadnieniu, a mniej wchodzi w merytoryczne kwestie jakościowe, które były przedmiotem wielu dyskusji w KBN, niestety w większości po opublikowaniu Zarządzenia.

Słowa kluczowe: opis populacji, sfera badań i wdrożeń, jednostki badawcze, opis parametryczny, opis statystyczny, optymalizacja.

STATISTICS OF PARAMETRIC QUALITY ASSESSMENT OF RESEARCH AND INNOVATION UNITS IN POLAND

Summary

The change of political system in Poland in 1989 has given also the change in financing of educational and research entities such as University Faculties and research institutions of Polish Academy of Sciences and innovation institution in industry. In the year 1991 the **State Committee for Scientific Research** as an equivalence of Ministry of Science and Technology was created and a new method of financing of research and innovation domain in the country was introduced. In short, two streams of money for every entity from that area were possible. The first the subjective stream, given almost to every entity, have the essential goal to keep the entity in life and work. The second stream based on individual grants given to individuals, or research teams after successful end of the process of assessment of a given application for research or innovation.

The subjective stream of financing of research and innovation entity is connected with the assessment of the quality of every individual entity (*unit*). Such assessment is based on yearly records supplied by the unit in question, and on the basis of that record special quality assessment form has been prepared by OPI, with some number of points for every important activity (*publications, patents, license implementation, etc*) in the area of research and innovation. In this way some parametric assessment of the research quality has been possible. On the basis of such parametric assessment some quality categories has been foreseen, as the main help in financing the basic activity of research and innovation entities in Poland.

The goal of this paper is to characterize statistically the population of research entities in Poland obtained by this assessment process, and in this way to give some methodological guidelines, how to design the quality categories and how to describe objectively the quality of every entity. Using some statistical methods applied to the data describing the population it was found that we have right hand side Pareto like distribution of research quality, and it is possible on this basis to divide population into four quality categories, for example. As the measure of quality the Euclidean distance of every entity from the defined '**best entity**' in a given subpopulation has been proposed. Some open question remains, how to define subpopulation, and how to make normalization of results to a given entity, if any - what was illustrated by some calculations. And this seems to be most important problem awaiting for solution.

Keywords: populations, research units, quality assessment, statistics, quality categories, singular value decomposition, optimization of unit description.

1. WSTĘP

Wypracowany w czasach Komitetu Badań Naukowych (KBN, od 1991 -2005r, [1]) system finansowania sfery badań i wdrożeń w kraju polegał na przedmiotowym dofinansowywaniu Jednostek Badawczo Rozwojowych, stosownie do typu jednostki i jej osiągnięć. Pod pojęciem Jednostki mieszczą się **Wydziały** Szkół Wyższych oraz niezależne organizacje i instytucje typu instytutów PAN, instytutów przemysłowych i Ośrodków badawczo Rozwojowych (**OBR**) różnego typu. Dla pokrycia całego spektrum aktywności badawczej tych jednostek, od teologii do badań obronnościowych, utworzono w KBN 12 zespołów merytorycznych¹, do zadań których należała bieżąca obsługa sfery projektów i grantów różnego typu, oraz ocena jakości badań i wdrożeń w jednostkach. Ta ocena przeprowadzana była średnio raz na cztery lata (ostatnio w 2000r) i dzieliła ogół jednostek na **kategorie jakości od I do IV**, przy czym w najlepszej pierwszej kategorii mogło być maksymalnie **20%** ogółu jednostek w danym Zespole (*prawo Pareto?*).

Krótko po tym zaczęło się w KBN myślenie o utworzeniu w miejsce KBN Ministerstwa Nauki, oczywiście z nowymi zasadami pracy i współpracy ze sferą badań i wdrożeń, w tym też z nowymi (*lepszymi* /) zasadami kategoryzacji jednostek. Stało się to faktem w roku 2005, kiedy w początku roku KBN przekształcono w Ministerstwo Nauki i Informatyzacji, a 4 sierpnia 2005 Minister wydał zarządzenie precyzujące nowe zasady oceny i kategoryzacji **Jednostek** na podstawie ich ankiet z lat 2001- 2004 przesyłanych corocznie do Ośrodka Przetwarzania Informacji (**OPI**). Jak się wydaje w chwili obecnej, już po zebraniu nowych Ankiet i Kart Oceny Jednostek, nie są one ulepszeniem poprzednich kryteriów ocenowych stosowanych przez KBN, lecz zostały napisane od nowa z silnym uwypukleniem strony innowacyjno wdrożeniowej² (*najmniejsze wdrożenie jest równoważne nowej profesurze – 30pkt*).

W nowej **Karcie Oceny** Jednostek całość ich możliwej sfery aktywności podzielono na **trzy strumienie**. Pierwszy strumień aktywności ujmuje nowo pozyskane stopnie, tytuły, laboratoria, projekty badawcze i celowe, oraz nagrody. Każdemu składnikowi opisowemu tego strumienia przypisano stosowną liczbę punktów, po to by ich sumę P_I podzielić przez liczbę zatrudnionych w jednostce N otrzymując efektywność pierwszego strumienia aktywności E_I . Podobnie został sparymetryzowany drugi strumień aktywności ujmujący publikacje i monografie wszelkiego typu, z naciskiem na piśmiennictwo anglojęzyczne, co dało punkty P_{II} i efektywność E_{II} . Trzeci strumień aktywności

w charakterystyce jednostki, to patenty, licencje i wdrożenia efektów badawczo rozwojowych (**B+R**) zobrazowany punktowo przez P_{III} i efektywność policzoną jak poprzednio E_{III} . Te trzy strumienie aktywności mają w rozporządzeniu Ministra z sierpnia 2005 różne **wagi** w ocenie różnych jednostek. Dla jednostek powiązanych z gospodarką waga wdrożeń dochodzi nawet do **5** w skali **10** stopniowej, a z wagą **1** dla wydziałów humanistycznych szkół wyższych. Ponadto nie jest pewne, który z tak stworzonych symptomów lepiej ocenia jednostkę; punkty P czy efektywności E . A może ich kombinacja? Warto to obiektywnie zbadać³.

W lutym br. członkowie Rady Nauki (**RN**) otrzymali ten całościowy materiał do oceny parametrycznej jednostek przedstawionych na nośniku CD, gdzie zawarto cząstkowe punkty P_i oraz efektywności E_i dla **832** Jednostek. Znaczy to, że weryfikację i zastosowanie wag przy ocenie łącznej liczby punktów P i łącznej efektywności E dla jednostek pozostawiono weryfikatorom z **RN**. Weryfikacja ta potrwa jeszcze trochę, bo w nadesłanym materiale wykorzystano skutecznie wiele **niejednoznaczności** pytań Ankiety, łącznie z liczbą zatrudnionych N . Weryfikacja ta zmieni położenie niektórych jednostek na **skali jakości** badań i wdrożeń (*symptomy* P i E), ale jak się wydaje **nie zmieni** w sposób istotny własności tak licznego zbioru ocenianych jednostek. Takie założenie przyświeca poniższym rozważaniom, a ich celem jest danie przesłanek metodologicznych do zadania **kategoryzacji** jakości jednostek sfery badań i innowacji poprzez badanie własności statystycznych całego zbioru lub wyodrębnionych części.

2. DOMINUJĄCY TYP ROZKŁADU OCEN JAKOŚCI JEDNOSTEK

Jak wynika ze wstępu w bazie danych mamy generalnie dwie miary jakości jednostek (*dwa symptomy jakości*), punkty P oraz efektywności E . Ponieważ wspomniane już współczynniki wagi będą stosowane do mało licznych grup jednostek, zastosujemy w tej analizie populacji dla wszystkich jednostek wagi jednostkowe, tak jak np. wdrożenia dla wydziałów humanistycznych, czyli z **wagą 1**.

Zatem badając statystykę ocen posłużymy zwykłą się na początku sumą ocen punktowych; $P = P_I + P_{II} + P_{III}$. Z tych samych powodów podobnie postąpimy dla efektywności⁴; $E = E_I + E_{II} + E_{III}$.

Wiedząc o tym popatrzymy na zbiory jednostek przez pryzmat tych dwu miar jakości, a

¹ Autor przez lata należał do **Zespołu T07 Mechanika, Budownictwo i Architektura**.

² Jak twierdzą naukowcy w Stanford University „**dobra nauka to taka która zmienia świat, a można to zrobić jedynie wdrażając wyniki badań**”, [2].

³ W chwili pisanego tego materiału istniało już zarządzenie o szczegółach obliczeń kategoryzacji, ale umysł badacza zawsze pyta czy można lepiej.

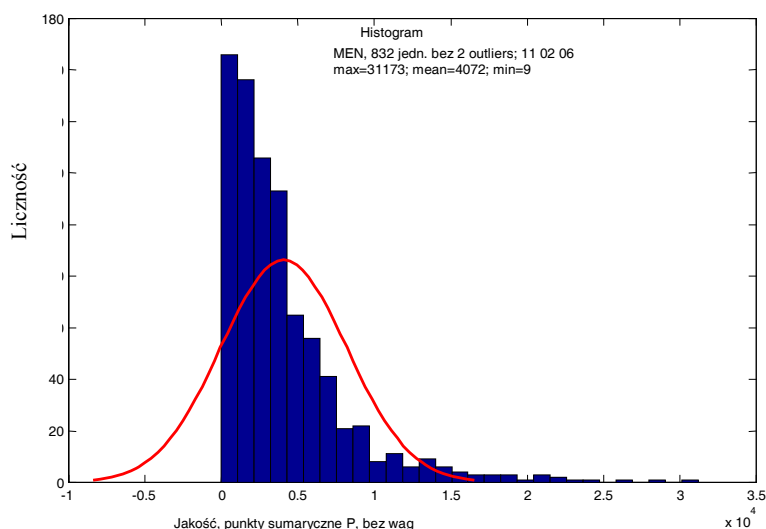
⁴ Powyższe przyjęcie równoznaczne jest z założeniem równych jednostkowych wag; $w_i = 1$.

zamierzając ustalić dobry podział na kategorie (a na ile?), popatrzmy na statystykę i stowarzyszone rozkłady widziane przez te miary jakości. Wpierw popatrzmy co to za rozkład, a może normalny, to by wiele uprościło. Niestety jak widać z histogramu na rys. 1 jest to rozkład **prawo skośny** (np. *Pareto*, *Weibull*) a nie Gaussowski i nie możemy skorzystać z jego zasobów, np. kwantyli. Dla czytelności histogramu odrzucono dwa skrajnie daleko odbiegające wyniki (*jak można przypuszczać powstałe z innej interpretacji niejasnych pytań ankiety*). Jak się wydaje w ogóle można by odrzucić ich pięć, aż do liczby punktów 25 tysięcy.

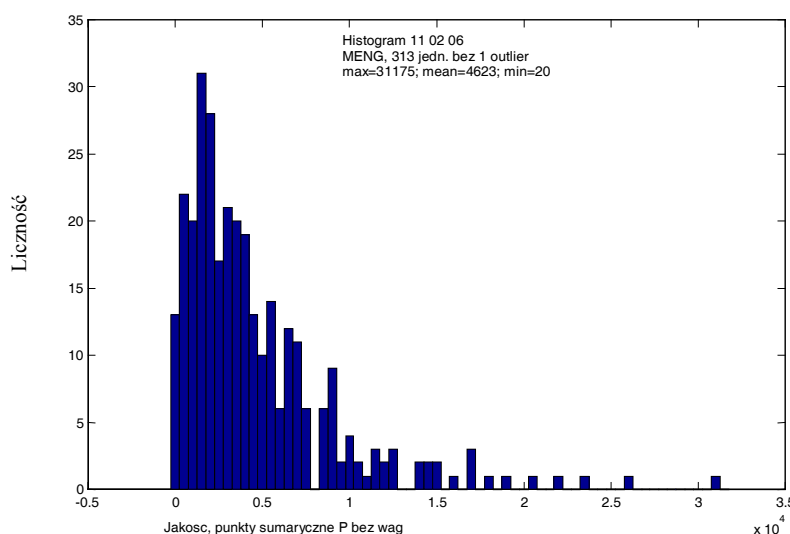
Jak widać z rysunku jest to rozkład prawo skośny - Pareto podobny, z wartością minimalną liczby punktów **P** równą **9**, wartością średnią **4072** i wartością maksymalną **31173**, (*przy odrzuceniu dwu skrajnych wyników z 832*). Tak więc wartość

maksymalna nie przekracza dziesięciokrotnej wartości średniej. Zatem gros ocen jakości jednostek dla symptomu **P** jest skupionych z lewej strony w zakresie niskich wartości, wrócimy do tego problemu jeszcze wielokrotnie.

W tym nurcie rozważań istotne jest pytanie czy ten sam charakter rozkładu mają podzbiory jednostek w **Komisji Nauki** (*jednostki humanistyczne i matematyczno przyrodnicze*) i w **Komisji Gospodarki** (*jednostki nauk technicznych, instytuty i ośrodki badawczo rozwojowe*). Jak się okazuje, obie podgrupy jednostek zachowują ten sam charakter statystyczny rozkładu, a ponieważ podgrupa Komisji Gospodarki jest mniejsza (*313 jednostek*) pokażemy tę własność na jej przykładzie, tak jak na rys. 2.



Rys. 1. Porównanie histogramu rozkładu punktów sumarycznych jednostek **P** z rozkładem Gaussowskim



Rys. 2. Histogram punktów sumarycznych dla podzbioru jednostek naukowo innowacyjnych Komisji Gospodarki RN (313 jedn.)

Tak więc w skali punktów sumarycznych **P** mamy zawsze do czynienia z rozkładami prawo skośnymi typu **Pareto** lub Weibulla, z kilkoma jednostkami o anormalnej liczbie punktów (*ourliers*) i po ich odrzuceniu lub zweryfikowaniu, pozostała część rozkładu nadaje się dobrze do ustanowienia jednakowych przedziałów kategoryzacyjnych, co zobaczymy w następnym punkcie.

Zanim do tego dojdziemy zobaczmy czy ten sam wniosek da się wyprowadzić jeśli jakość badań w jednostkach będziemy mierzyli w skali **efektywności** sumarycznej **E**. Sytuację tę obrazuje kolejny rys. 3, gdzie przy jednym odrzuceniu anormalnej efektywności parametry rozkładu efektywności są: minimum - **1**, średnia - **37**, maksimum - **761**. Tutaj więc wartość maksymalna skali jakości **E** przekracza **20** krotnie wartość średnią, inaczej i znacznie więcej niż w skali punktów **P**.

Podobnie dzieje się dla podgrup nauki (**n**) czy też gospodarki (**g**). Zatem efektywnościowa miara jakości ma większe tendencje grupowania większości jednostek dla małych wartości **E**, a nie narusza anormalności jednostek skrajnych. Wiąże się to prawdopodobnie normalizacją do liczby zatrudnionych N_i , inną dla każdej jednostki. Wyobraźmy sobie zatem jak będzie wyglądał sytuacja w rozkładzie **E** unormowanym do wartości maksymalnej w zbiorze (*tak jak to nakazuje wspomniane zarządzenie Ministerstwa*)! W skali liniowej będzie to jedna duża plama w okolicy zera i kilka punktów na drodze do jedynki. Jedyna wtedy rada na rozróżnienie jednostek to używanie **logarytmicznej** skali jakości **E**.

3. ROZKŁADY LICZNOŚCI JEDNOSTEK W PRZEDZIAŁACH JAKOŚCI I PERCENTYLE

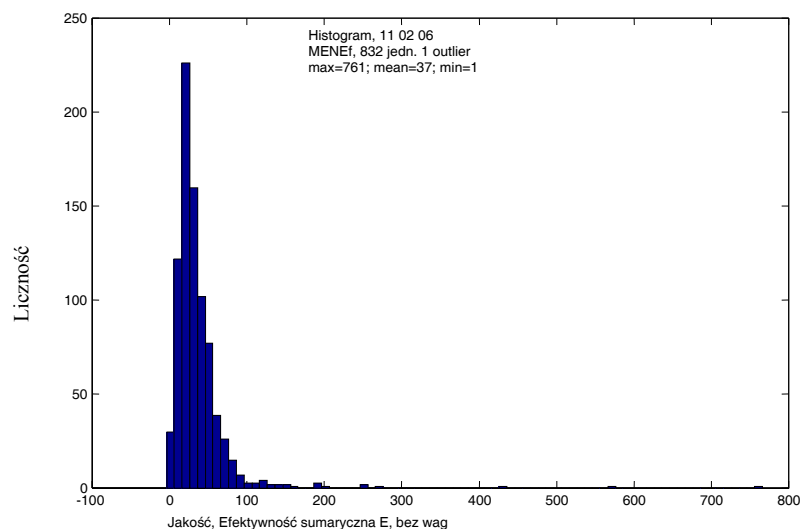
Zmierzając do uchwycenia istoty podziału jednostek na kategorie jakości uporządkujemy

jednostki malejąco wg posiadanych punktów sumarycznych **P** a także efektywności **E**. W ten sposób uzyskamy łatwy do uchwycenia rozkład licznosci jednostek w zadanym przedziale $P-P_{max}$ lub $E-E_{max}$, tak jak na rys. 4 i 5. Jak widać z rysunku na ogólną liczbę jednostek **832** ujętych w wykazie **100** z nich ma więcej niż około 7 tysięcy punktów **P**. Podobnie dla efektywności **E** jako miary jakości, **100** jednostek ma efektywność sumaryczną większą niż **55**. Porównując rys. 5 i 6 widać również, iż rozkład **E** jest bardziej stromy i podział na kategorie jednostek może być trudniejszy niż dla punktów **P**.

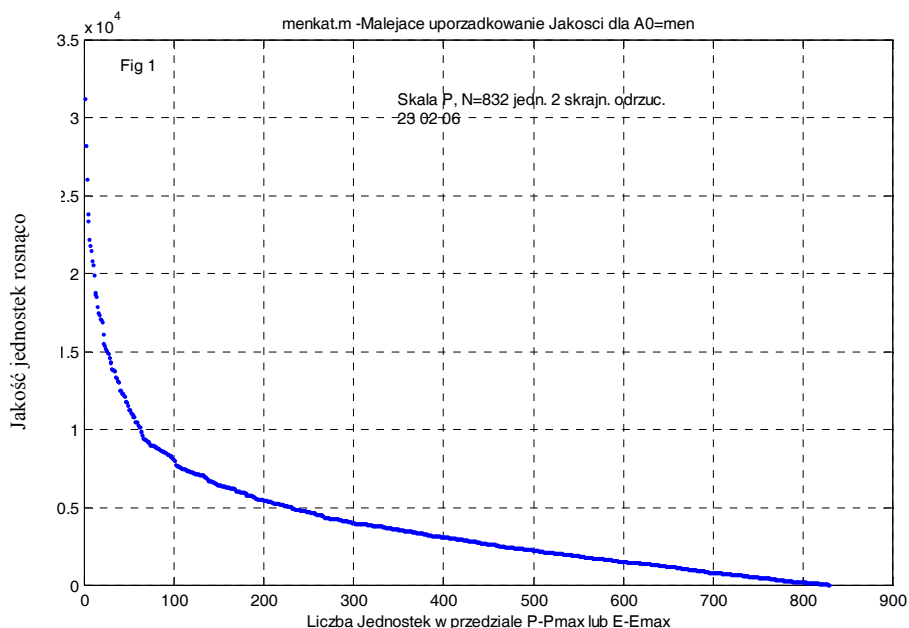
Do celów klasyfikacji jednostek bardzo przydatna byłaby prezentacja miary jakości **P** lub **E** w skali procentu ogólnej liczby jednostek w zadanym przedziale jakości. Można to uzyskać jeśli z histogramów (*np. rys. 2*) policzymy sumy kumulacyjne w przedziale i zaprezentujemy je w znormalizowanej skali procentowej licznosci jednostek, tak jak na rys. 6a i 6b.

Jak widać oba rys. 6 przedstawiają te samą możliwość podziału jednostek na równo liczne grupy, *np.* 166 jednostek co stanowiłoby około **20 procentowe** przedziały w licznosci jednostek, co na rysunkach zaznaczyliśmy jako **20% => 166**. w tym układzie pierwsze **20%** najlepszych jednostek (*ca 166*) leży w przedziale punktowym powyżej *ca 6 tys.* punktów **P** (*rys. 6a*), natomiast w skali efektywności zakres ten rozciąga się powyżej $E = 45$ (*rys. 6b*). Dodać trzeba, że znowu wykres percentyli efektywności **E** jest bardzo stromy co może utrudniać klasyfikacje (*mała rozróżnialność jednostek*), odwrotnie niż w skali punktów **P**.

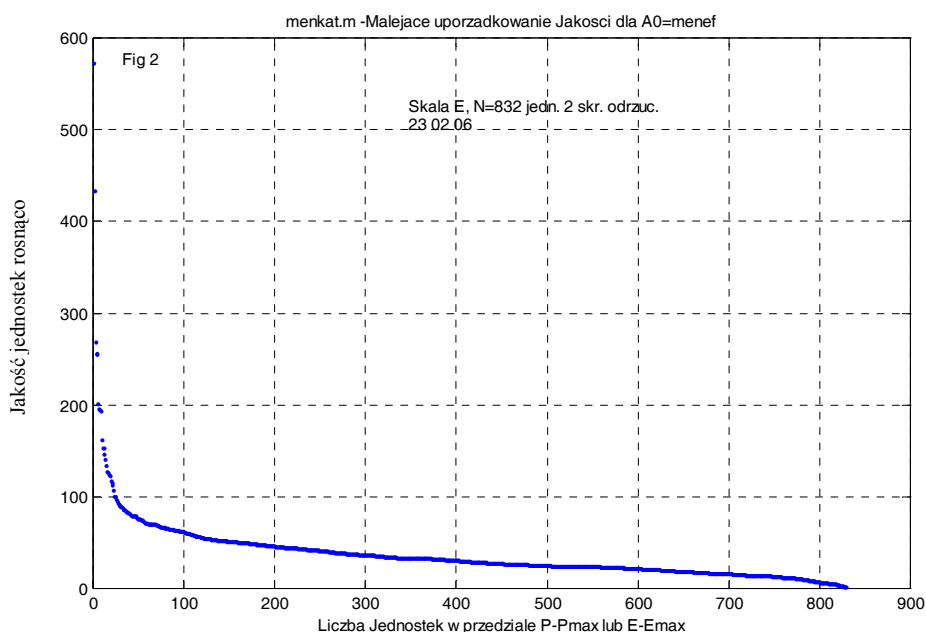
Interesująca będzie odpowiedź na pytanie, jak te same charakterystyki percentyli przedstawiają się w podzbiorach Komisji Nauki (**n**) i Komisji



Rys. 3. Histogram łącznej efektywności badań i innowacji **E** dla całego zbioru jednostek z odrzuceniem jednego skrajnego wyniku



Rys. 4. Rozkład licznosci wszystkich jednostek badawczych (832) w zadanym przedziale P-P_{max}



Rys. 5. Rozkład licznosci wszystkich jednostek badawczych (832) w zadanym przedziale E-E_{max}

Gospodarki (g). Jak wynika z podobnych obliczeń 104 najlepsze jednostki Komisji Nauki (20% z ogólnej liczby 518) posiada powyżej 5 tysięcy punktów **P**, natomiast w skali efektywności **E** pierwsze 20% ma efektywność **E** większą od około 40.

To samo pytanie zadane danym Komisji Gospodarki daje podobną odpowiedź. Tutaj liczba jednostek jest mniejsza (318) a przedziały zmienności miar są inne niż poprzednio. Jednostek. I tak 20% najlepszych jednostek (63 jedn.) posiada więcej niż 7 tysięcy punktów **P**. Prawdopodobnie liczącym się powodem tego wzrostu granicy punktów są wdrożenia w trzecim strumieniu aktywności. Podobnie pierwsze 20% (63jedn.)

najlepszych jednostek uszeregowane w skali efektywności **E** zaczynają się od liczby **E=60**.

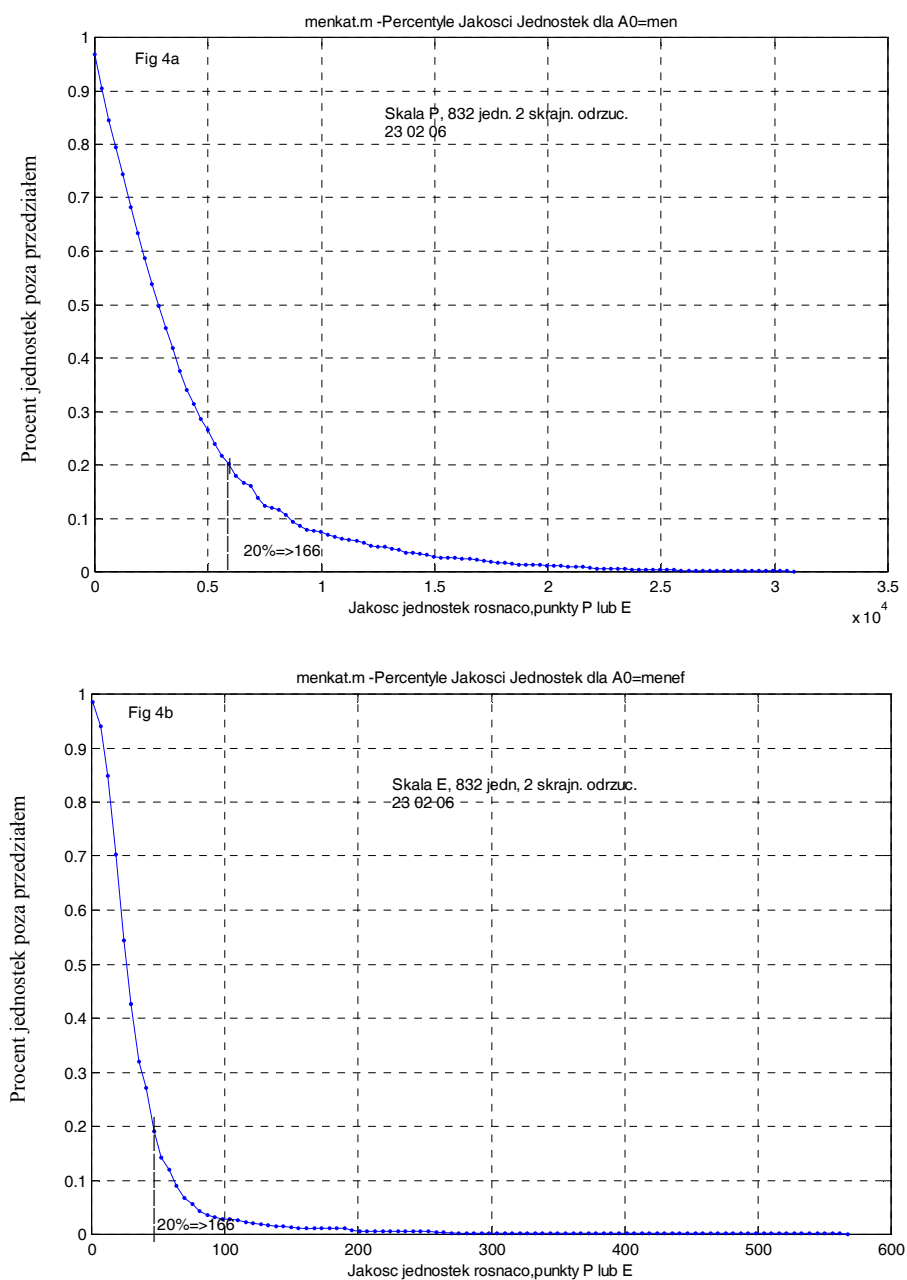
4. KONCEPCJA KATEGORYZACJI JEDNOSTEK

Jak widać z powyższego miary **P** i **E** zachowują te same prawidłowości rozkładów kumulacyjnych, a także podobieństwo cech obu komisji zależnie od przyjętej symptomów jakości **P** lub **E** jest zachowane. Tak więc dla punktów sumarycznych **P** krzywe rozkładów percentyli są bardziej prostoliniowe dla małej liczby punktów, co umożliwi lepszy podział na kategorie jakości. Percentyle łącznej efektywności w obu podgrupach

nauki i gospodarki są podobne, niestety bardziej strome dla małych E , tam gdzie jest duże zagęszczenie jednostek. Utrudni to rozróżnienie jednostek, a także zmniejszy siłę racjonalnych argumentów na rzecz takiego rozróżnienia kategorii dla bliskich ocenowo jednostek.

Dla pokazania samej istoty proponowanej kategoryzacji jakości jednostek weźmy zbiór wszystkich jednostek w skali jakości punktów P , ułatwiających rozróżnienie, jak to już pokazaliśmy niejednokrotnie. Podzielmy cały zakres jakości $0 - P_{\max}$ na pięć 20% przedziałów, co nam da kategorie po około 165 jednostek, tak jak na rys. 7.

Jak widać z rys. 7, prezentującego przedziały jakości w skali sumarycznych punktów P , koncepcja ta jest do przeprowadzenia, czyli jakość jednostek jest do rozróżnienia. Oczywiście będzie to bardziej wykonalne jeśli liczba kategorii zmniejszy się np. do czterech, czyli do 25% przedziałów po około 208 jednostek. Wymaga to jednak zastanowienia i symulacji w mniejszych grupach jednorodnych Komisji Gospodarki oraz Komisji Nauki.



Rys. 6. Procent całej liczby jednostek (830) jako funkcja przedziału punktów $P-P_{\max}$ (a), oraz przedziały efektywności $E-E_{\max}$ (b)

5. SKALOWANIE ROZKŁADÓW

Wspomnieliśmy już kilkakrotnie, że zarządzenie Ministra z sierpnia 2005 wymaga normalizacji efektywności E do $E_{\max}$ w danej grupie jednorodnej, oczywiście po stosownym obliczeniu efektywności **ważonej**. Popatrzmy zatem jak się może zmienić nasza rozróżnialność jednostek zależnie od zastosowanego sposobu normalizacji w danej grupie zakładając, że wykonujemy to dla efektywności E i jak zwykle z wagą $w=1$. Kolejny rys. 8 pokazuje trzy histogramy tego samego zbioru danych (**menef.txt**) z czterema odrzuconymi skrajnymi jednostkami, przedstawione w trzech różnych skalach; oryginalna skala efektywności E (*obrazek a*), z normalizacją do wartości maksymalnej w zbiorze $E_{\max}=268$ (*obrazek b*), oraz z normalizacją zgodną z wymogami statystyki, czyli do wartości średniej $E_m=35,75$ (*obrazek c*). Przy sporządzaniu rysunków cały zakres $0-E_{\max}$ podzieliśmy na **100** przedziałów.

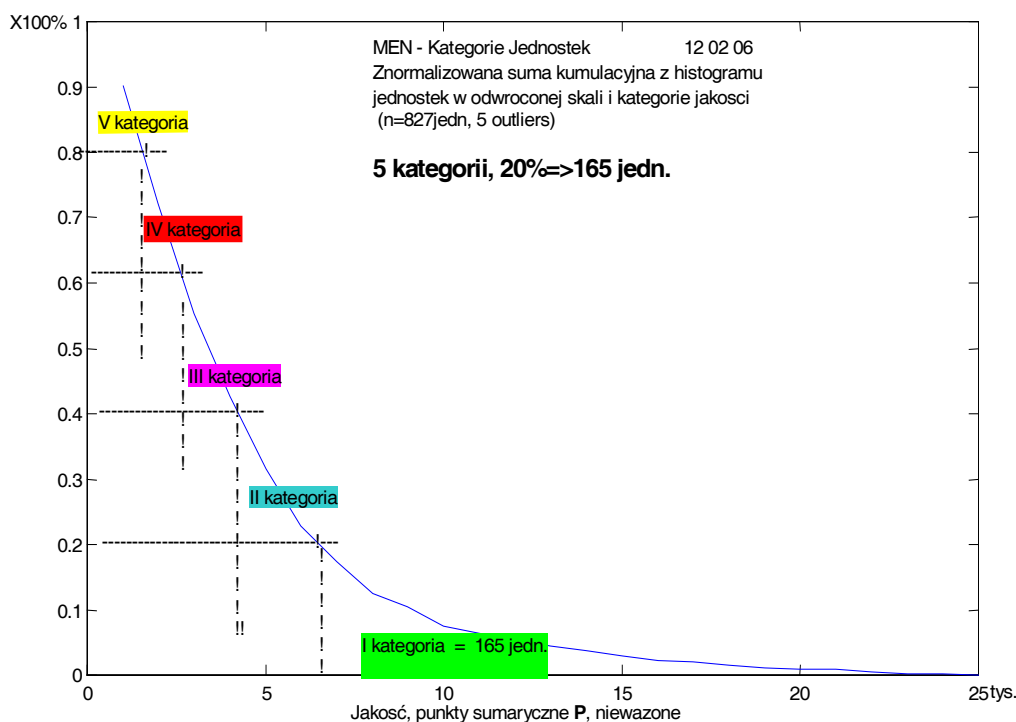
Komentując rys. 8 z punktu widzenia ostatecznego celu, czyli kategoryzacji, zwróćmy uwagę na **szczyt histogramu** z lewej zawierający prawie **80** jednostek w przedziale. Te **80** jednostek na

rysunku 8a (*bez normalizacji*), rozmieszczone jest w przedziale $E_{\max}/100 = 2,68$ punktu skali efektywności. Natomiast na rys. 8b, przy normalizacji do wartości maksymalnej $E_{\max} = 268$, ta sama liczba jednostek rozmieszczona jest w przedziale **0,01**. Z kolei zaś dla normalizacji zgodnej z wymogami statystyki, czyli do wartości średniej zbioru, te **80** jednostek mieści się w przedziale **0,08** unormowanej skali efektywności.

Zatem jaką metodę normalizacji wybrać by najlepiej rozróżnić jednostki?

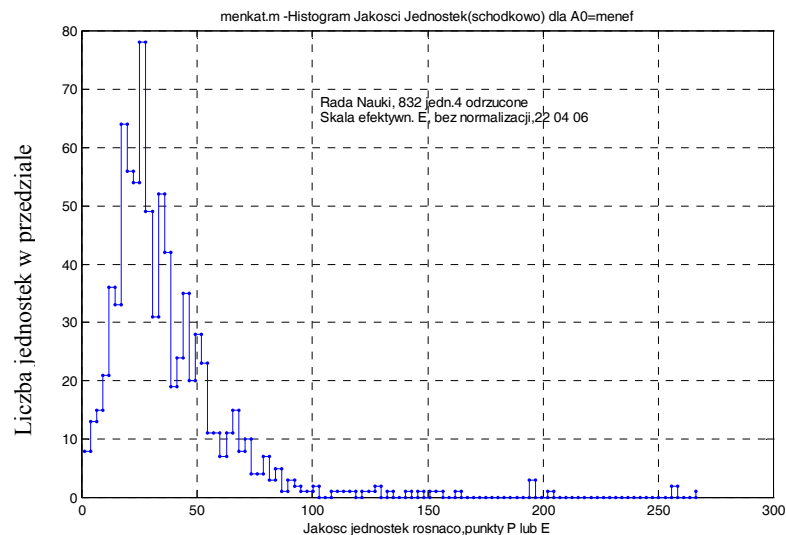
Odpowiedź jest jedna, **nie normalizować** wyniku, a wtedy rozróżnialność jednostek będzie najlepsza i tym samym przynależność do danej kategorii jakości najlepiej i **obiektywnie umotywowana** i rozróżnialna.

A jak by wyglądała tak kategoryzacja przy założonym podziale na 4 kategorie jakości wg efektywności jako symptomu jakości jednostki i bez żadnej normalizacji? Rys. 9 pokazuje taką hipotetyczną możliwość dla całej Rady Nauki (*832 jednostki*).

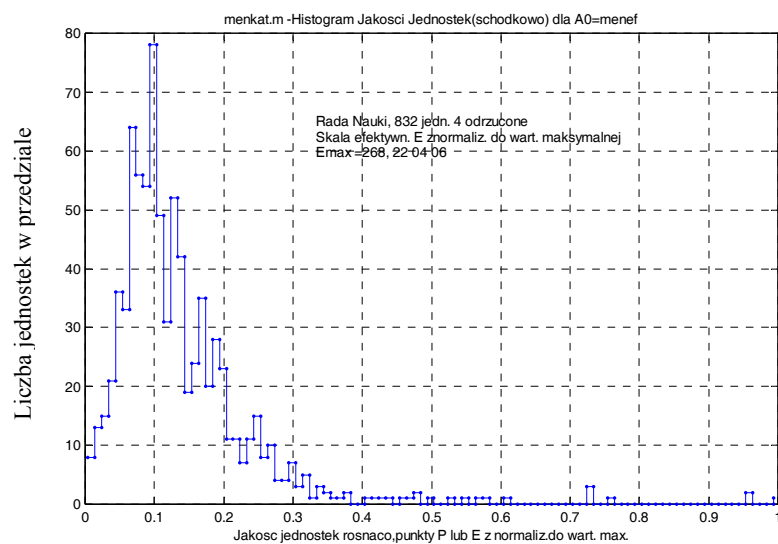


Rys. 7. Propozycja podziału jakości jednostek na pięć równych przedziałów 20% po około 165 jednostek

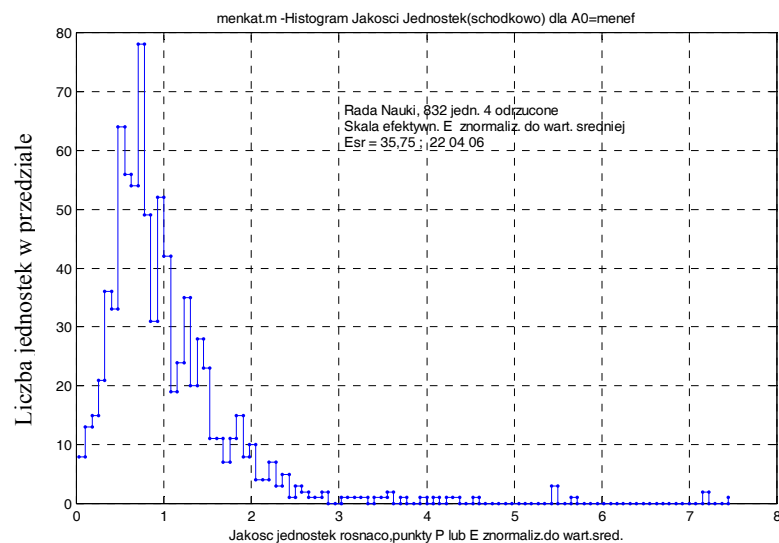
A



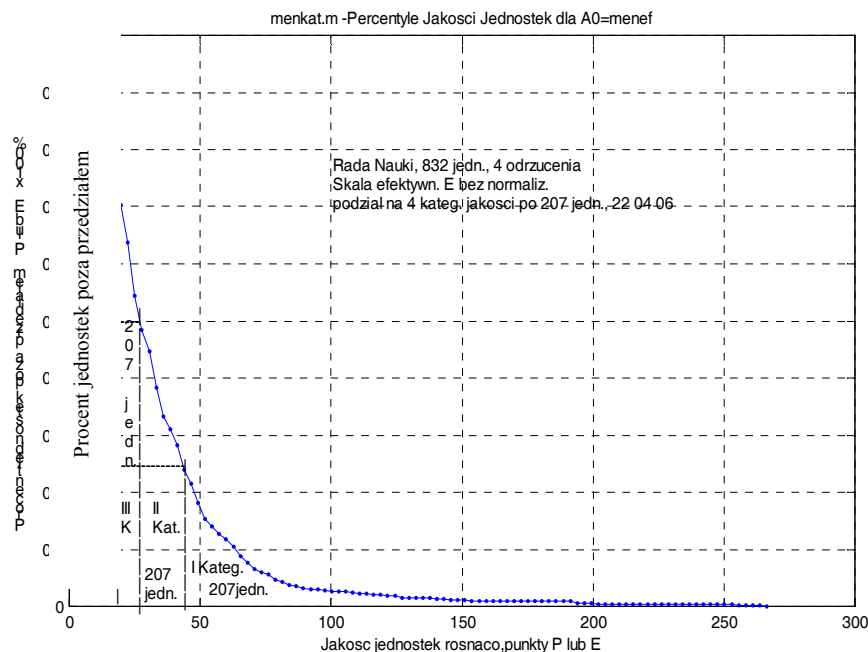
B



C



Rys. 8. Trzy różne skale prezentacji histogramu efektywności tego samego zbioru jednostek całej Rady Nauki



Rys. 9. Czysto algorytmiczny podział jednostek całej Rady Nauki na 4 kategorie jakości po 25%, czyli po 207 jednostek

Jak widać z rys. 9 zastosowane równe przedziały 25 procentowe generują nierówne przedziały w skali efektywności E, lecz zdrowo rozsądkowa ingerencja przywróci tu z pewnością zamierzony ład.

6. OPTYMALIZACJA OPISU ZBIORU JEDNOSTEK

Dążąc do prostoty opisu zagadnienia wzięliśmy wyżej pod uwagę najprostszy wektor opisujący stan jednostek, mianowicie wektor o dwu symptomach (*miarach*) jakości {E, P} a nawet traktowaliśmy te symptomy alternatywnie; rozważając oddzielnie E lub P. Zastanówmy się obecnie nad lepszym opisem tego zbioru jednostek, a więc na wektorze cech o większej liczbie symptomów. A może wśród tej zwiększonej wymiarowości opisu znajdziemy nowy zbiór **cech niezależnych** (*ortogonalnych*) charakteryzujących każdą jednostkę?

Zarówno P jak i E są sumami odnośnych punktów P_i i efektywności E_i ($i=1, 2, 3$). Weźmy zatem jako składowe wektora opisującego jednostkę jej punkty P_i i efektywności składowe E_i oraz sumaryczne, co maksymalnie da nam wektor symptomów S opisujący jednostkę o ośmiu składowych

$$S_0 = \{P_1, E_1, P_2, E_2, P_3, E_3, P, E\} \quad (1)$$

Dla zbadania istotności tych symptomów jakości i możliwości prostszego optymalnego opisu jednostki zastosujemy koncepcje składowych głównych (*principal component*) znaną w analizie wielowymiarowych populacji (**PCA** – *Principal Component Analysis*) [5]. Operacja ta staje się prostsza i lepiej interpretowana jeśli dodatkowo

zastosujemy rozkład naszej macierzy obserwacji (*tworzą ją kolejne 832 realizacje wektora cech S_0 dla każdej jednostki*) wg składowych szczególnych, tzw. w nomenklaturze angielskiej **SVD** (*Singular Value Decomposition*). Program taki wykorzystałem już do badania populacji ocen ekspertów dotyczących wniosków o wsparcie badań przez **Fundację Nauki Polskiej** [4], stąd też z drobnymi zmianami posłużę się nim tutaj.

Jak wynika z tych badań najlepsze rezultaty w ekstrakcji optymalnego opisu populacji otrzymuje się kiedy symptomową macierz obserwacji (**SOM**) przekształcimy przez centrowanie i normalizację jej kolumn (*symptomów*) do wartości średniej. Podobna transformacja SOM^5 sprawdza się i w naszym przypadku co widać z rys. 10, gdzie kolejne obrazy przedstawiają ważne etapy i rezultaty obliczeń.

I tak, obrazek lewy górny przedstawia w zarysie całą macierz obserwacji z 8mioma symptomami w skali jednostek w liczbie **832**. Jak widać, poza sumaryczną wartością punktów P (*największym z symptomów*), niewiele tu można zauważyć, co najwyżej wyciągnąć wniosek o dużym skomplikowaniu zagadnienia. Obrazek prawy górny pokazuje liczbę niezależnych składowych informacyjnych zawartych w naszej macierzy obserwacji i jak widać mimo 8śmiu składowych mamy tylko sześć niezależnych

⁵ W naszym przypadku każda jednostka to wiersz ośmiokolumnowej SOM ze swoimi wartościami wektora cech. Zatem nasza SOM zawiera 832 wiersze i 8 kolumn opisujących jakość jednostki.

źródeł informacji (dwa słupki zerowe a dwa dalsze mniejsze niż 10%). Domyśleć się można z własności ortogonalności rozkładów **SVD** oraz sposobów tworzenia naszych symptomów, że w naszym wektorze (1) sumy punktów **P** i efektywności **E** można by odrzucić jako symptomy zależne, już raz uwzględnione w poprzecz **P_i** oraz **E_i**.

Obrazek środkowy lewy przedstawia trzy pierwsze składowe główne **SG_i**, (lub szczególne), przedstawione w skali wszystkich **832** jednostek. Jak widać da się tu z trudem odróżnić trzy kolory, ale liczba jednostek nie ułatwia rozróżnienia. Natomiast te same składowe główne przedstawione są w skali swych składowych czyli pierwotnych symptomów wektora **S₀** na obrazku prawy środkowym, który jest dobrze rozróżnialny i niezwykle istotny dla naszej analizy. Widać na nim trzy niezależne charakterystyki naszej populacji i sposób ich pozyskania tak jak na obrazku prawym dolnym pokazującym wagi pierwotnych symptomów **P_i**, **E_i**. Charakterystykom tym (składowym głównym **SG_i**) odpowiadają oczywiście proporcjonalne wysokości słupków na rysunku prawym górnym. Tak więc pierwszą niezależną charakterystykę naszej populacji jednostek **SG1** (40% informacji) uzyskamy z prostej ważonej sumy **P₃** i **E₃**, jeśli pominiemy **E** i **P** z uwagi na ich zależność od składników cząstkowych, o czym już mówiliśmy. Kolejna 20% charakterystyka **SG2**, jak widać z obrazka prawego dolnego, to liniowa

kombinacja stosownych wag i wszystkich symptomów **P_i** i **E_i**. Wreszcie trzecia składowa główna **SG3**, najmniejsza, tworzona jest przede wszystkim jako liniowa kombinacja symptomów **E₁**, **P₃** i **E₃**, bo udziały innych symptomów (obrazek dolny prawy) są prawie zerowe. Co jest ważne, że te same wnioski o składowych głównych można wyciągnąć analizując podzbiory jednostek Komisji Nauki (518 jednostek) oraz Komisji Gospodarki (313 jednostek), czego już nie pokazujemy.

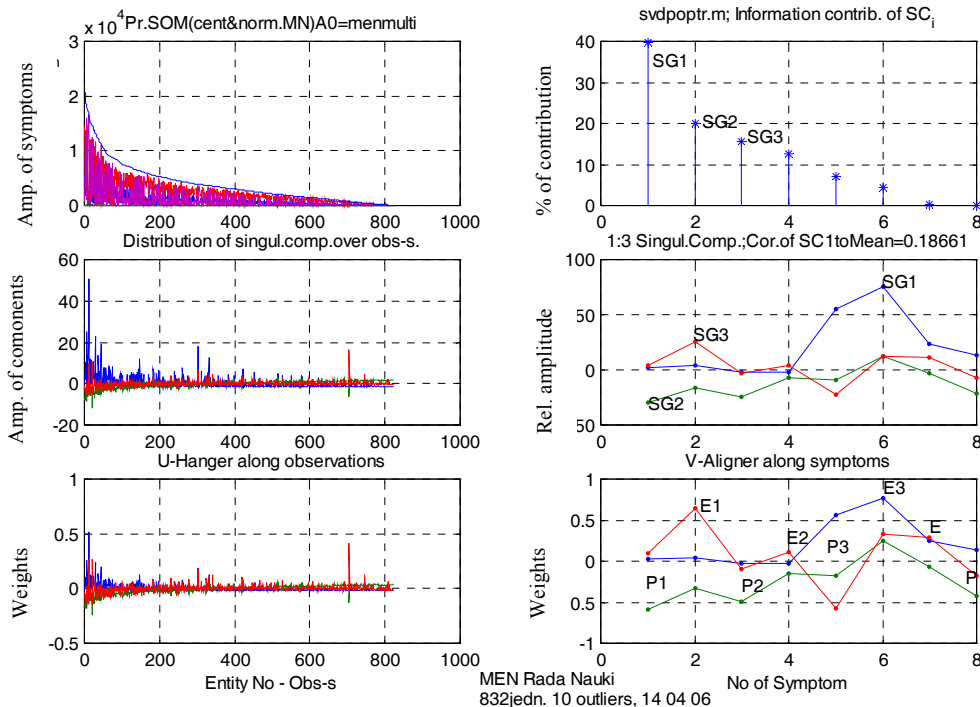
Zatem analiza nasza pokazała, że potrafimy wyróżnić trzy maksymalnie informacyjne cechy (symptomy) naszej populacji jednostek;

SG1 jako opis aktywności wdrożeniowej (głównie **P3**, **E3**),

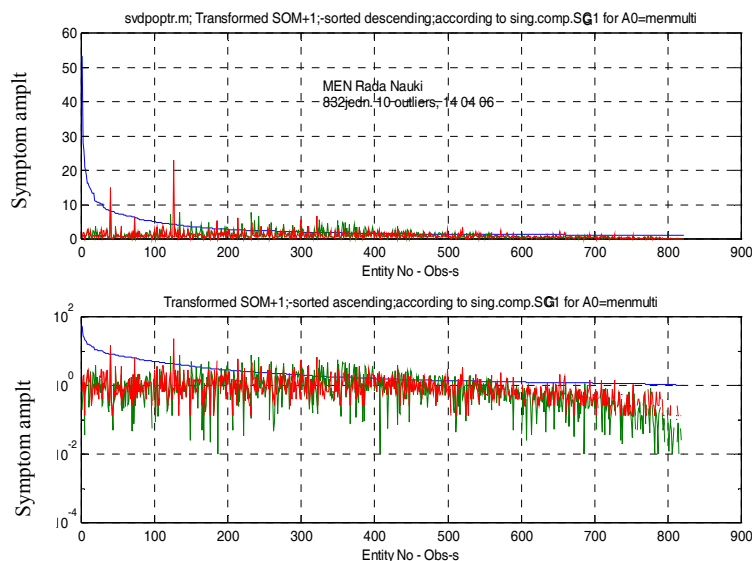
SG2 jako ważona suma wszystkich strumieni aktywności jednostek (**P1**, **E1**, **P2**, **E2**, **E3**),

SG3 jako osiągnięcia naukowo wdrożeniowe (**E1**, **P3**, **E3**).

Zachodzi jeszcze pytanie czy potrafimy dokonać kategoryzacji podług tak wyróżnionych składowych optymalnego opisu. To znaczy czy potrafimy pogrupować jednostki zgodnie z wybraną składową główną. Okazuje się że tak, jak to wynika z rysunku 11 gdzie przykładowo pogrupowano wszystkie jednostki zgodnie z malejącą wartością **SG1**.



Rys. 10. Składowe główne opisu całej populacji jednostek przy 8miu symptomach opisujących jakość jednostki przedstawione wzdłuż osi zbioru jednostek (z lewej) i zbioru symptomów (z prawej)



Rys.11. Przykład uszeregowania pierwszych trzech kolumn macierzy obserwacji wszystkich 832 jednostek zgodnie z malejącą wartością pierwszej składowej głównej SG1, w skali liniowej (góra) i logarytmicznej(dół)

Widać z powyższego rysunku, iż różnica w wartościach symptomu uogólnionego **SG1**, klasyfikującego jednostki rozciąga się od 0 do 50, a skala logarytmiczna ułatwiłaby nam tu zadanie wielce (obrazek dolny).

Jednak w obecnej kategoryzacji jednostek możemy dysponować tym, co mamy i to najlepiej w minimalnym rozmiarze wektora symptomów. Analizując obrazek prawy dolny rys. 10 zauważmy, że najbardziej istotne są tam składowe wektora symptomów $S=\{E_1, E_2, E_3, P_c\}$. Wybierzmy zatem taki minimalny opis do dalszej analizy i zamiast rozważać kwestie jego optymalizacji popatrzymy na ułatwienie możliwości klasyfikacji (*kategoryzacji jednostek*). Zatem w naszym programie obliczeniowym stworzymy sztucznie **najlepszą jednostkę**, taką co ma maksymalne wszystkie cechy, tzn. nasz wzorec jakości będzie: $S_{max} = \{E_{1max}, E_{2max}, E_{3max}, P_{cmax}\}$ i obliczymy odległości istniejących jednostek od tego idealnego wzorca. Oczywiście zasadą jest, że im bliżej wzorca jakości znajduje się dana jednostka tym lepsza jej kategoria. Taką propozycję kategoryzacji dla jednostek Komisji Gospodarki przedstawia niżej kolejny rys. 12.

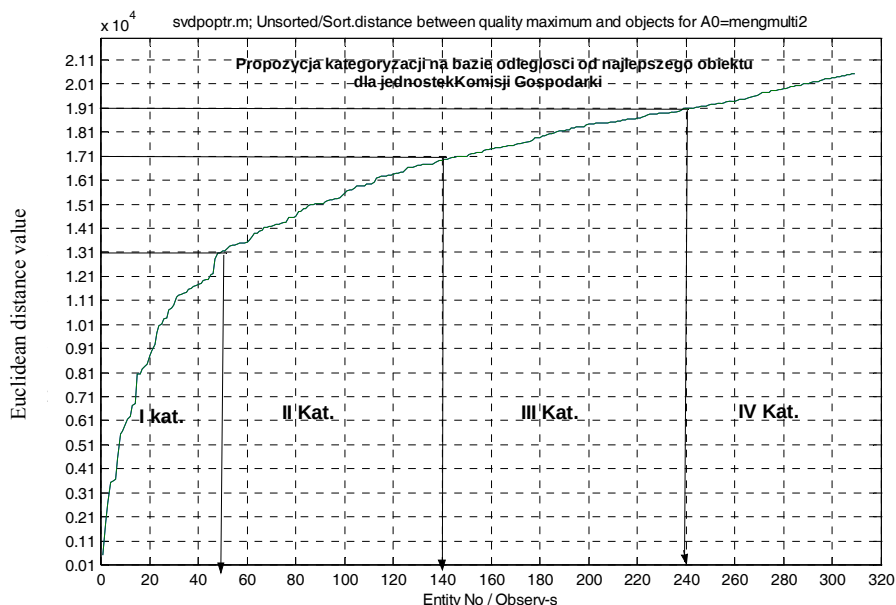
Konieczne dane do takich obliczeń znajdują się wszystkie w arkuszu kalkulacyjnym **Excel** dostarczonym przez **OPI**, można by zatem w jednej dodatkowej kolumnie obliczyć odległość D_i dla każdej jednostki, wg prostego wzoru na odległość Euklidesową (*lub inną*);

$$D_i = \{ (E_{1max} - E_{1i})^2 + (E_{2max} - E_{2i})^2 + (E_{3max} - E_{3i})^2 + (P_{cmax} - P_{ci})^2 \}^{1/2}. \quad (2)$$

I to już wszystko, bo **Excel** pogrupuje następnie rosnąco jednostki wg ich odległości od najlepszej, a nam pozostaje tylko zastosować zdrowy rozsądek przy walidacji wprowadzonych danych i korygowaniu granic takich kategorii jakości (*patrz rys. 12*).

7. PODSUMOWANIE

Metodologia kategoryzacji jednostek podjęta wyżej jest frapującym problemem aplikacji statystycznej teorii decyzji. Analizując całość danych, początkowo w kategoriach dwu zmiennych opisujących (*symptomów jakości jednostek*) pokazaliśmy, że cała populacja jednostek i podgrupy jednostek Komisji Nauki i Komisji Gospodarki mają ten sam charakter **Pareto** podobny rozkładów prawo skośnych. Analizując zaś rozkłady kumulacyjne jednostek pokazaliśmy, że można pogrupować jednostki na pięć kategorii po 20% każda (*rys. 7 lub na 4 rys. 9*). Poruszyliśmy również problem normalizacji wyniku efektywności każdej jednostki do wartości reprezentatywnej dla danej podgrupy. Okazuje się z tego, że najlepsze rozróżnienie jednostek daje brak normalizacji. Następnie podjęliśmy temat optymalnego opisu populacji jednostek formułując wektor obserwacji o większym wymiarze, ośmiu symptomów składowych: $P, E, P_i, E_i, i=1, 2, 3$. Za pomocą analizy składowych głównych pokazaliśmy, że do optymalnej charakterystyki jednostek wystarczy sześć składowych wektora $\{P_i, E_i\}, i=1,2,3$. Pokazano także wstępnie, że da się klasyfikować jednostki za pomocą wyłonionych przez **PCA** składowych głównych SG_i .



Rys. 12. Propozycja kategoryzacji jednostek na podstawie odległości od obiektu najlepszego w czterowymiarowej przestrzeni opisu efektywności cząstkowych i punktów całkowitych $\{E_1, E_2, E_3, P_c\}$

Nie mając jednak zamiaru robić rewolucji, np. przez propozycję nowych pytań ankiety⁶, zaproponowano prostą metodę klasyfikacji jako **odległość jednostki** od obiektu idealnego dla danego zbioru jednostek, co automatycznie na podstawie obecnych danych (zweryfikowanych) mógłby wyliczać program Excel.

Jakie zatem praktyczne wnioski wynikają z powyższego dla aktualnie przeprowadzonego procesu kategoryzacji? Jak się wydaje można je ująć w kilku punktach jak niżej.

1. Paretowski charakter populacji implikuje, że kategorie nie powinny być liczniejsze niż **20%** danej grupy, bądź też co najwyżej **25%**.
2. Najlepszą rozróżnialność jakości jednostek dają nieznormalizowane punkty **P** lub **E**.
3. W większości przypadków analizy rozkładów populacji jak i w **PCA** istotną rolę odgrywały efektywności cząstkowe E_i jak i punkty cząstkowe P_i . **Nie da** się więc powiedzieć jednoznacznie, że jakość jednostek opisują tylko efektywności E_i , bądź ich ważone sumy, trzeba zatem w kategoryzacji używać punktów **P** jak i efektywności **E**.
4. Dążąc do ulepszenia efektów, kategoryzacji można by ostrożnie próbować kategoryzacji według pokazanej koncepcji składowych głównych SG_i , lecz wymagałoby to dalszych obliczeń i symulacji, oczywiście dla zweryfikowanych już danych wejściowych.

Nie mając obecnie czasu i możliwości zaprojektowania i przeprowadzenia ponownie akcji oceny jednostek (*nowa ankieta*), można by przyjąć klasyfikację jakości jako odległość od zdefiniowanej

jednostki najlepszej, posiadającej najlepsze wartości swych cech opisujących. Jak wynika z obliczeń mogą to być cech opisane wektorem $S=\{E_1, E_2, E_3, P_c\}$, a odległość Euklidesowska jednostek w każdej zdefiniowanej subpopulacji jest do policzenia w ramach programu **Excel**, (patrz rys. 12).

8. LITERATURA

- [1] Strona internetowa Komitetu Badań Naukowych: <http://www.kbn.gov.pl>, kwiecień 2006.
- [2] Bendyk E.: *Potęga Google*. Polityka, No 13, 1 kwiecień 2006, s78-80.
- [3] Dane zawarte w CD: *System oceny parametrycznej*, 2001-2004, OPI, Warszawa, luty 2006.
- [4] Cempel C., *Rozkład symptomowej macierzy obserwacji populacji jako pomoc w ocenie jakości wniosków i obiektów*. Diagnostyka, 35, 2005, s7-12.
- [5] Internet: [http://en.wikipedia.org/Wiki:Principal Component Analysis](http://en.wikipedia.org/Wiki:Principal%20Component%20Analysis). Kwiecień 2006.
- [6] Internet: [http://en.wikipedia.org/Wiki:Singular Value Decomposition](http://en.wikipedia.org/Wiki:Singular%20Value%20Decomposition). Kwiecień 2006.
- [7] Wachowiak P., (red): *Pomiar Kapitału Intelektualnego Przedsiębiorstwa*. Wyd. SGH, 2005, s 167.

Prof. dr hab. **Czesław CEMPEL** informacja na stronie 25.

⁶ Ustanowionych np. wg metod pomiaru kapitału intelektualnego [7, rozdz. 7].

ZMIANY WŁASNOŚCI FIZYKO-CHEMICZNYCH OLEJÓW SILNIKOWYCH JAKO PARAMETR DIAGNOSTYCZNY

Maciej WOROPAY, Paweł BUKOWSKI, Michał SÓJKA

Katedra Eksploatacji Maszyn, Wydziału Mechanicznego, ATR w Bydgoszczy
ul. Prof. S. Kaliskiego 7, 85-796 Bydgoszcz, tel./fax 052 340 84 95

Streszczenie

W pracy przedstawiono wyniki badań eksploatacyjnych olejów silnikowych stosowanych w systemie transportu, jakim są Zakłady Komunikacji Miejskiej. Na podstawie przeprowadzonych badań, określono wpływ wydłużenia resursu oleju silnikowego na jego podstawowe własności, świadczące o zużyciu. Zauważono ścisły związek pomiędzy ilością dolewek oleju świeżego, a badanymi parametrami. Zwrócono także uwagę na pewne dodatnie korelacje pomiędzy zmianami wartości parametrów zachodzącymi w eksploatowanych olejach.

Słowa kluczowe: lepkość kinematyczna, liczba zasadowa, temperatura zapłonu, koncentracja zanieczyszczeń.

CHANGES OF PHYSICAL AND CHEMICAL PROPERTIES OF ENGINE OILS AS A DIAGNOSTIC PARAMETER

Summary

The paper presents the results of the operation and maintenance investigations carried out for the engine oils used within a transport system represented by the Zakłady Komunikacji Miejskiej (Municipal Transportation Works). Based on the studies performed, the ageing process nature of the engine oil and the impact of the operation and maintenance conditions on the momentary state of the major parameters describing the engine oil amplitude have been determined. The analysis of the significance of some of the oil condition parameters has been carried out, too. It has been proven that in the transport systems, as of today, there is lack of a comfortable and reliable diagnostic and control method to check the engine oil condition during the operation and maintenance process. On the basis of the actual indexes, this paper constitutes an introduction to an attempt to extend oil operation service life, including the determination of the states of some parameters.

Keywords: viscosity, total base number, ignition temperature, contamination.

1. WPROWADZENIE

Olej jest jednym z elementów systemów trybologicznych, jakimi są w silniku węzły tarcia: łożyska ślizgowe – czop – panewka oraz tuleja – tłok/pierścienie. Ich poprawne działanie decyduje o sprawności technicznej silnika, a tym samym o względach ekonomicznych i ekologicznych eksploatacji. Podczas eksploatacji oleju silnikowego, zmieniają się wartości (charakterystyki ilościowe) dodatków uszlachetniających na skutek zachodzących w oleju procesów chemicznych i fizycznych. Pojawiają się również, na skutek współoddziaływania elementów układu i samych materiałów, przyczyny powodujące zachodzenie trwałych zmian w środkach smarnych. Te zmiany dają się mierzyć i są odzwierciedleniem pojawiania się nowych własności eksploatacyjnych. Odczuwalny jest brak wygodnych i wiarygodnych metod diagnostyki i kontroli stanu oleju silnikowego w trakcie eksploatacji. Wychodząc naprzeciw przepisom i zaleceniom unijnym, wymogom

ochrony środowiska i oczekiwaniom służb utrzymania ruchu zakładów komunikacyjnych podjęto próbę określenia maksymalnego a zarazem bezpiecznego resursu pracy olejów na podstawie rzeczywistych wskaźników. Kolejnym krokiem będzie propozycja wdrożenia nowej strategii wymiany oleju silnikowego – strategii według stanu. Zmiana strategii wymiany oleju pozwala w krótkim czasie na znaczne obniżenie jednostkowego kosztu wytworzenia produktu finalnego – wozokilometru.

2. MATERIAŁY I METODYKA BADAŃ

Obiektem badań są oleje silnikowe stosowane w autobusach eksploatowanych przez Miejskie Zakłady Komunikacyjne w Bydgoszczy, a mianowicie olej silnikowy o właściwościach przedstawionych w tablicy nr 1. Przedmiotem badań są procesy zachodzące w olejach silnikowych w trakcie ich eksploatacji, oraz wpływ wydłużenia resursu oleju silnikowego na jego własności fizyko – chemiczne. W systemie transportowym jakim są

Miejskie Zakłady Komunikacyjne jest na wyposażeniu ok. 220 pojazdów marek wymienionych poniżej:

- VOLVO,
- MAN,
- MERCEDES BENZ,
- JELCZ,
- IKARUS.

Przy doborze autobusów brano pod uwagę pojazdy marki IKARUS 280.26. Do badań, mających na celu analizę wpływu wydłużenia resursu oleju silnikowego, przyjęto 3 pojazdy:

- IKARUS 280.26, numer boczny 3420 rok produkcji 1990, przebieg od naprawy głównej silnika 384000 km (w momencie rozpoczęcia badań),
- IKARUS 280.26, numer boczny 3424 rok produkcji 1990, przebieg od naprawy głównej silnika 297000 km (w momencie rozpoczęcia badań),
- IKARUS 280.26, numer boczny 3409 rok produkcji 1990, przebieg od naprawy głównej silnika 124000 km (w momencie rozpoczęcia badań).

Próbki oleju pobierano bezpośrednio z miski olejowej silników pojazdów poprzez wlew oleju za pomocą strzykawki medycznej połączonej z wężykiem.

Wyznaczono następujące przebiegi, przy których należy pobierać olej:

- stan 0 (olej świeży) – kontener 182,
- (lepkość kinematyczna w 100°C -12,5 mm²/s, temperatura zapłonu 231°C,
- przy przebiegu od wymiany 0 km do 10000 km co 5000±500 km,
- przy przebiegu od wymiany powyżej 10000 co 1000±250 km.

W rozpatrywanym systemie transportu dla autobusów IKARUS 280.26 obowiązuje następująca strategia wymiany oleju silnikowego, a mianowicie wymiana oleju wraz z filtrami po przebiegu 10000 km.

Próbki pobierano sukcesywnie i na bieżąco dokonywano wyznaczania lepkości kinematycznej, temperatury zapłonu, koncentracji produktów zużycia węzłów trybologicznych oraz liczby zasadowej badanych olejów.

Tablica 1. Właściwości badanego oleju

Klasa lepkości:	SAE: 15W-40
Lepkość kinematyczna w 100 stopniach C, mm ² /s	14,4
Wskaźnik lepkości	136
Lepkości Strukturalna w -15 °C, mPas	3400
Temperatura zapłonu w stopniach °C	226
Temperatura płynięcia w stopniach °C	-39
Liczba zasadowa (TBN) mg KOH/g, n.n.n	9,0
Popiół siarczanowy, % wag.	1,3

3. ANALIZA WYNIKÓW BADAŃ

W tablicach 2 i 3 i 4 przedstawiono wyniki badań właściwości fizyko – chemicznych próbek oleju w odniesieniu do przebiegów pojazdów.

Lepkość kinematyczną w 100°C wyznaczono zgodnie z normą PN-C-04014:1977.

Temperaturę zapłonu wyznaczono zgodnie z normą PN-C-04197:1992.

Liczbę zasadową wyznaczono zgodnie z normą PN-C-04163:1976.

Oznaczenia zawartości poszczególnych pierwiastków dokonano spektrometrem FAS-2c firmy BAIRD-ATOMIC. Przy jego pomocy można badać grupę 20-u pierwiastków (Fe, Ag, Al, Cr, Cu, Mg, Na, Ni, Pb, Si, Sn, Ti, B, Ba, Mo, Zn, Ca, P, Sb, Mn), w tym praktycznie wszystkie stosowane w technice motoryzacyjnej.

Tablica 2. Właściwości fizyko – chemiczne dla autobusu Ikarus 280.26 nr boczny 3409

Lp.	Przebieg od wymiany	Kod próbki	Lepkość kinematyczna w 100°C [mm ² /s]	Temperatura zapłonu [°C]	Liczba zasadowa [mgKOH/g]	Stan licznika [km]	Data pobrania próbki
01	5.000	3409.03	8,2	204	9,12	130859	21.08.05
02	10.069	3409.05	10,2	219	9,83	135928	07.09.05
03	11.213	3409.07	11,6	223	9,45	137072	19.09.05
04	12.238	3409.08	11,1	226	9,81	138097	28.09.05
05	13.341	3409.09	11,3	226	10,01	139200	06.10.05
06	14.341	3409.10	11	224	9,87	140200	14.10.05
07	15.421	3409.11	11,3	225	9,99	141280	24.10.05
08	16.441	3409.12	11,7	223	9,69	142300	02.11.05
09	17.491	3409.13	11,7	221	9,84	143350	10.11.05
10	18.441	3409.14	11,9	220	9,65	144300	20.11.05
11	19.341	3409.15	12,1	219	9,44	145200	25.11.05
12	20.341	3409.16	11,9	219	9,88	146200	03.12.05
13	21.341	3409.17	11,9	221	9,80	147200	10.12.05
14	22.241	3409.18	12,8	224	9,56	148100	16.12.05
15	23.241	3409.19	12,7	209	9,32	149100	27.12.05
16	24.141	3409.20	13,4	211	10,02	150000	05.01.06
17	25.201	3409.21	12,9	218	10,01	151060	12.01.06

Tablica 3. Właściwości fizyko – chemiczne dla autobusu Ikarus 280.26 nr boczny 3420

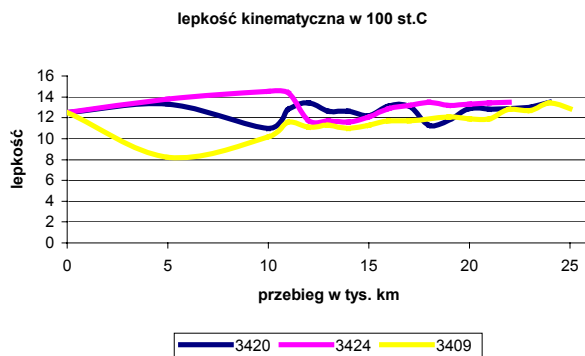
Lp.	Przebieg od wymiany	Kod próbki	Lepkość kinematyczna w 100°C [mm ² /s]	Temperatura zapłonu [°C]	Liczba zasadowa [mgKOH/g]	Stan licznika [km]	Data pobrania próbki
01	4.933	3420.03	13,3	241	10,02	389300	01.06.05
02	10.123	3420.05	11	238	10,01	394490	17.08.05
03	11.123	3420.06	12,8	232	10,03	395490	06.09.05
04	12.283	3420.07	13,4	233	10,01	396650	12.09.05
05	13.183	3420.08	12,6	235	9,98	397550	28.09.05
06	14.233	3420.09	12,6	235	9,87	398600	02.10.05
07	15.313	3420.10	12,2	233	9,89	399680	06.10.05
08	16.383	3420.11	13,1	231	9,96	400750	10.10.05
09	17.433	3420.12	13,1	234	9,96	401800	15.10.05
10	18.583	3420.13	11,3	221	9,48	402950	24.10.05
11	19.653	3420.14	11,8	226	9,56	404020	03.11.05
12	20.683	3420.15	12,9	200	9,52	405050	10.11.05
13	21.641	3420.16	12,8	203	9,69	406008	20.11.05
14	22.633	3420.17	12,9	200	9,73	407000	27.11.05
15	23.633	3420.18	13	204	9,45	408000	04.12.05
16	24.683	3420.19	13,5	194	9,84	409050	11.12.05

Tablica 4. Właściwości fizyko – chemiczne dla autobusu Ikarus 280.26 nr boczny 3424

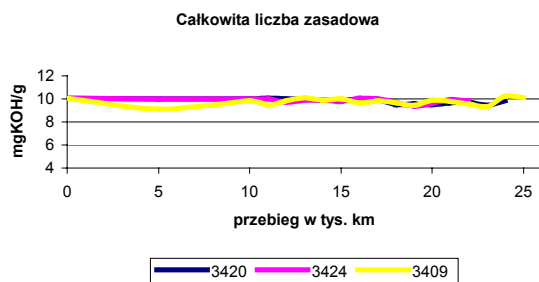
Lp.	Przebieg od wymiany	Kod próbki	Lepkość kinematyczna w 100°C [mm ² /s]	Temperatura zapłonu [°C]	Liczba zasadowa [mgKOH/g]	Stan licznika [km]	Data pobrania próbki
01	4.987	3424.03	13,8	223	10,02	302856	08.07.05
02	9.617	3424.05	14,5	238	10,01	307486	12.08.05
03	10.542	3424.06	14,4	232	9,98	308411	22.08.05
04	11.631	3424.07	11,7	219	9,75	309500	07.09.05
05	12.631	3424.08	11,7	214	9,87	310500	19.09.05
06	13.731	3424.09	11,6	229	9,89	311600	28.09.05
07	14.781	3424.10	12,1	245	9,80	312650	06.10.05
08	15.701	3424.11	12,9	240	10,03	313570	12.10.05
09	16.731	3424.12	13,2	231	10,01	314600	24.10.05
10	17.831	3424.13	13,5	223	9,73	315700	02.11.05
11	19.831	3424.14	13,2	222	9,41	317700	10.11.05
12	20.731	3424.16	13,3	220	9,62	318600	20.11.05
13	21.731	3424.17	13,4	224	9,97	319600	02.12.05
14	22.831	3424.18	13,5	225	9,82	320700	09.12.05

Wyniki badań koncentracji produktów zużywania się węzłów trybologicznych, w celu lepszego zobrazowania zmian, zostaną pokazane tylko w formie wykresów.

Rys. 1 obrazuje zmiany lepkości badanych olejów w zależności od przebiegu pojazdów od ostatniej wymiany oleju. Zaobserwować można, że wyjściowa wartość lepkości w żadnym wypadku nie spełniła deklarowanych przez producenta wartości, co może świadczyć o niskiej jakości dodatków uszlachetniających mających wpływ na lepkość oleju. Wraz z dalszą eksploatacją lepkość oscylowała w granicach wartości ok. 12 – 13 mm/s². Zaobserwowano zatem ustabilizowanie się tego parametru po przebiegu około 12 tys. km.



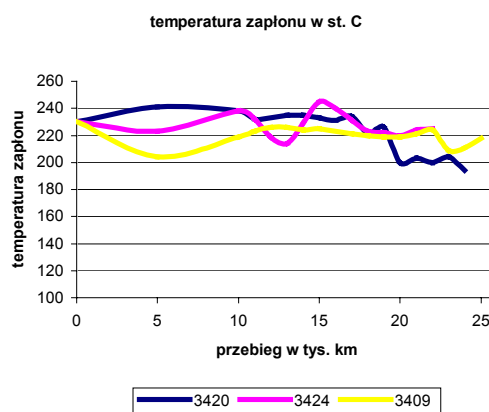
Rys. 1. Przebieg zmian lepkości kinematycznej oleju



Rys. 2. Przebieg zmian całkowitej liczby zasadowej olej

Rys. 2 przedstawia zmiany całkowitej liczby zasadowej w zależności od przebiegu autobusów. Utrzymujący się wysoki poziom (pow. 9 mg KOH/g) rezerwy alkalicznej świadczy o ciągłej zdolności zobojętniania kwaśnych produktów przedostających się do oleju silnikowego w procesie spalania mieszanki paliwowo powietrznej.

Rys. 3 obrazuje zmiany wartości temperatury zapłonu badanych olejów. Temperatura zapłonu olejów oscyluje w granicach 194 – 245 °C co świadczy o braku możliwości przedostawania się niespalonego paliwa do oleju silnikowego, a tym samym o poprawnym stanie technicznym silnika i dobrych właściwościach oleju.

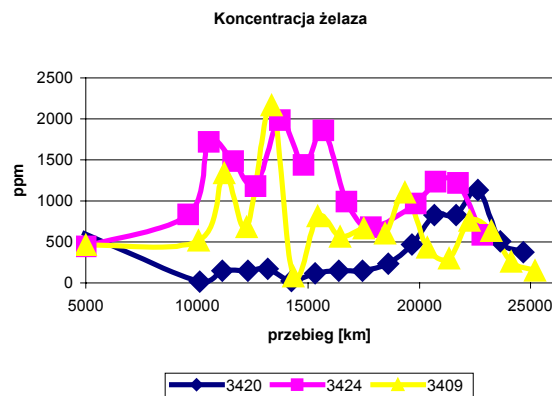


Rys. 3. Przebieg zmian temperatury zapłonu oleju

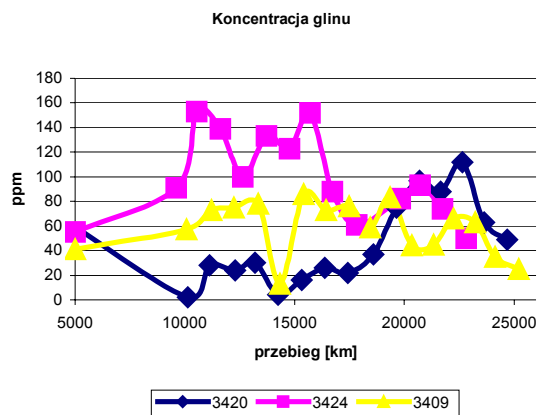
Poniżej przeanalizowano wyniki badań koncentracji w olejach silnikowych najczęściej spotykanych w technice motoryzacyjnej pierwiastków.

Są nimi:

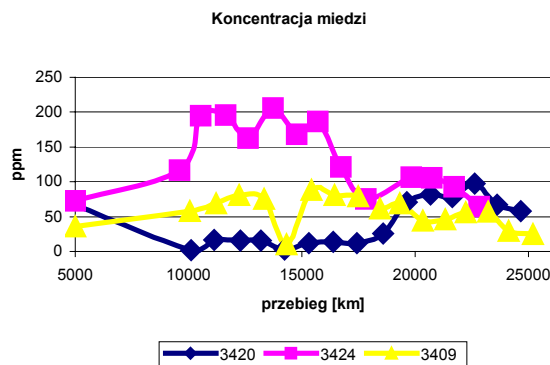
- żelazo Fe,
- glin Al,
- miedź Cu,
- ołów Pb,
- chrom Cr.



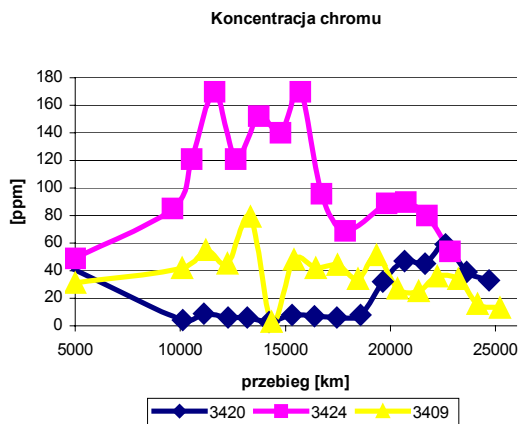
Rys. 4. Koncentracja żelaza



Rys. 5. Koncentracja glinu



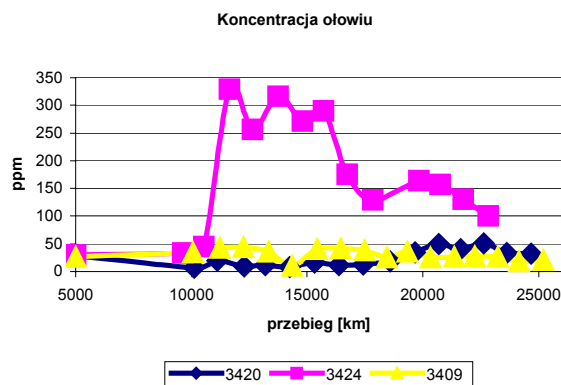
Rys. 6. Koncentracja miedzi



Rys. 7. Koncentracja chromu

Na rys. 4, 5, 6, 7, 8 przedstawiono zależność pomiędzy koncentracją pierwiastków metalicznych w badanych olejach, a ich przebiegiem od wymiany. Zaobserwować można wyraźną rozbieżność tych parametrów pomiędzy pojazdami wynikającą najprawdopodobniej z różnicy potencjałów eksploatacyjnych (przebieg od naprawy głównej silnika). Należy nadmienić, iż w przypadku nagłego wzrostu koncentracji któregoś z pierwiastków mamy do czynienia z wyraźnym sygnałem diagnostycznym, a nośnikiem tego sygnału jest olej silnikowy. W badanych próbkach nie stwierdzono nagłej zmiany koncentracji co świadczyć może

o braku zjawiska przyspieszonego zużycia się węzłów trybologicznych na skutek występujących stanów niezdatności.

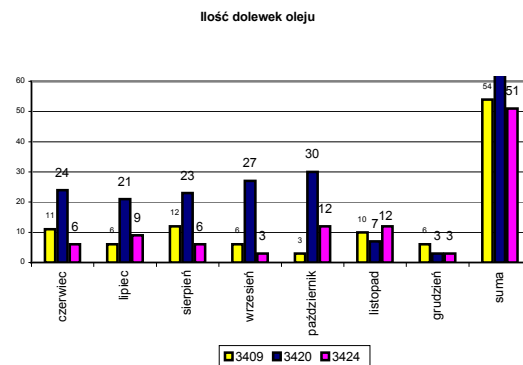


Rys. 8. Koncentracja ołowiu

Odnosząc się do otrzymanych wyników badań można stwierdzić, że najważniejszymi parametrami określającymi stan oleju silnikowego z punktu widzenia niezawodności i trwałości silnika spalinowego są:

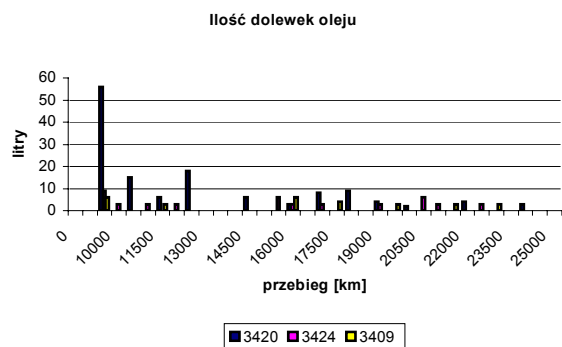
- lepkość kinematyczna w 100°C;
- całkowita liczba zasadowa;
- temperatura zapłonu.

Pozostałe badane przez autorów właściwości są cennymi sygnałami diagnostycznymi mogącymi przyczynić się do wczesnego wykrycia ewentualnych stanów awaryjnych, a tym samym uniknięcia wysokich kosztów napraw.



Rys. 9. Dolewki oleju w zależności od czasu

Rys. nr 9 obrazuje ilości dolanego oleju do silników badanych autobusów w trakcie prowadzenia badań w zależności od upływu czasu. Znaczne ubytki oleju spowodowane były poprzez spalanie oleju w silnikach oraz na skutek wycieków.



Rys. 10. Dolewki oleju w zależności od przebiegu

Rys. nr 10 obrazuje ilości dolanego oleju do silników badanych autobusów w trakcie prowadzenia badań w odniesieniu do przebiegu badanych pojazdów. Autorzy zwracają uwagę na istotny wpływ dolewek oleju na proces odnawiania właściwości eksploatacyjnych oleju silnikowego. Przekłada się to bezpośrednio na otrzymane wyniki badań. Dlatego też, pomimo ponad dwukrotnego wydłużenia ресурсu, w przypadku olejów badanych, nie zauważono osiągnięcia stanu granicznego, mając na uwadze w szczególności całkowitą liczbę zasadową. Badania prowadzone przez autorów w poprzednich latach, z wykorzystaniem autobusów o znacznie większym potencjale eksploatacyjnym, wykazały silne korelacje pomiędzy przebiegiem pojazdów, a badanymi parametrami. Wynikało to z faktu, iż w tych autobusach dolewano nieznaczne ilości świeżego oleju, co nie miało większego wpływu na proces degradacji właściwości użytkowych oleju.

4. ASPEKT FINANSOWY WYDŁUŻENIA RESURSÓW OLEJÓW SILNIKOWYCH

Założenia:

- koszt 1 litra oleju 8,20 zł (netto);
- średnia ilość oleju na wymianę 46 litrów;
- średni przebieg dzienny autobusu 285 km;
- przebieg między wymianami oleju 15 tys. km;
- ilość autobusów 215.

Z powyższych danych można obliczyć wartości uśrednione:

- koszt oleju na jednorazową wymianę 377,20 zł;
- roczna ilość wymian oleju przypadająca na 1 autobus 7 wymian/rok;
- roczny koszt oleju przypadający na 1 autobus 2.640,40 zł;
- roczny koszt oleju przypadający na cały tabor (215) 567.686,00 zł.

W tablicy 4 przedstawiono symulację wydłużenia ресурсu autobusów i związane z tym oszczędności.

Tablica 5. Symulacja wydłużenia ресурсu autobusów i związane z tym oszczędności

Lp.	Procentowe wydłużenie ресурсu	Przebieg pomiędzy wymianami oleju	Roczna ilość wymian oleju przypadająca na 1 autobus	Roczny koszt oleju przypadający na cały tabor (215)	Oszczędności na kosztach zakupu oleju w stosunku rocznym
1.	20%	18.000 km	5,83	473.072 zł	94.614 zł
2.	30%	19.500 km	5,38	436.682 zł	131.004 zł
3.	50%	22.500 km	4,67	378.457 zł	189.229 zł
4.	100%	30.000 km	3,5	283.843 zł	283.843 zł

W tablicy 5. uwzględniono oszczędności związane jedynie z kosztami zakupu oleju silnikowego. W bilansie oszczędności dodatkowo należy uwzględnić:

- zmniejszenie kosztów transportu i magazynowania oleju;
- zmniejszenie kosztów utylizacji zużytego oleju silnikowego;
- zmniejszenie czasów przestojów autobusów – mniejsza ilość wymian oleju;
- zmniejszenie ilości roboczogodzin obsługi technicznej;
- aspekty ekologiczne.

WNIOSKI

Przeprowadzenie badań olejów silnikowych stosowanych w autobusach eksploatowanych w Miejskich Zakładach Komunikacyjnych w Bydgoszczy pozwoliło na wysunięcie następujących wniosków dotyczących możliwości i bezpieczeństwa wydłużenia resursów olejów silnikowych:

1. Zaobserwowano ścisły związek między zmianami własności fizyko-chemicznych badanych olejów, a przebiegiem pojazdów.
2. Stwierdzono, iż monitorowanie koncentracji produktów zużywania się elementów silników autobusowych w olejach daje możliwość oceny zachodzących procesów niszczących.
3. Zauważono, że produkty zużycia gromadzą się w oleju smarowym i są one nośnikiem informacji diagnostycznej.
4. Systematyczne sprawdzanie wartości najważniejszych parametrów świadczących o zdolności umożliwi wyznaczyć stany graniczne, przy których olej przestaje spełniać swoją funkcję w silniku spalinowym.
5. Przedłużenie okresów między wymianami oleju silnikowego umożliwia w sposób znaczący obniżenie kosztów eksploatacji obiektów technicznych jakimi są autobusy w rozpatrywanym systemie transportowym.
6. Dowiedziono, na podstawie otrzymanych wyników badań, że podstawowe właściwości fizyko-chemiczne, przy występującym poziomie dolewek, nie ulegają zmianie w stopniu wskazującym na konieczność wymiany oleju w silnikach.

7. Przy autobusach, w których ilość dolewek oleju świeżego w trakcie trwania resursu przekracza wartość objętości układu smarowania silnika, zaleca się poprzestanie na wymianie filtrów oleju silnikowego.
8. Prowadzenie dalszych badań na mocno wyeksploatowanych autobusach jest niecelowe ze względu na zbyt duże ubytki oleju i tym samym jego odświeżanie.

Badania zrealizowane w pracy mogą być cenną wskazówką w podejmowaniu decyzji, dotyczących procesów zapewnienia zdatności obiektów technicznych, wchodzących w skład miejskich systemów transportowych.

LITERATURA

- [1] Nadolny K.: *Podstawy modelowania niezawodności materiałów eksploatacyjnych*. Pod redakcją K. Nadolnego. Seria: Biblioteka Problemów Eksploatacji, Wyd. ITEE, Radom 1999.
- [2] Zwierzycki W.: *Oleje smarowe. Dobór i użytkowanie*. Wyd. ITE w Radomiu I RN „Gilmar” S.A. Gorlice, 1998.
- [3] *Problemy badań i eksploatacji techniki lotniczej*, tom 5 pod redakcją Jerzego Lewitowicza, Leszka Lorocho, Jerzego Manerowskiego. Wyd. ITWL w Warszawie
- [4] *Podstawy Racjonalnej Eksploatacji Maszyn*. Pod redakcją M. Woropaya. Seria: Biblioteka Problemów Eksploatacji, Wyd. ITEE, Radom 1996.
- [5] *Opracowanie optymalnych okresów eksploatacji olejów silnikowych w autobusach Ikarus i Berliet PR 110 oraz systemu użytkowania olejów smarowych w MPK Poznań*. Instytut Maszyn Roboczych Politechniki Poznańskiej, 1982.



Mgr inż. **Paweł BUKOWSKI** – pracownik PESA Bydgoszcz S.A. Holding na stanowisku Pełnomocnika Zarządzania Jakością Z-3 oraz Szefa Serwisu Pojazdów Szynowych Z-3. Na co dzień zajmuje się problemami jakości i eksploatacji, głównie

spalinowych autobusów szynowych, autor i współautor kilku publikacji o tematyce smarowniczo – tribologicznej. W pracy naukowej zajmuje się procesami starzeniowymi zachodzącymi w cieczach tribologicznych oraz problematyką zastosowań metod statystycznych w ocenie jakościowej systemów eksploatacji.



Mgr inż. **Michał SÓJKA** – właściciel Przedsiębiorstwa CORSAR Technika Smarowania zajmującego się szeroko pojętą inżynierią eksploatacji, obsługą przemysłu; autor i współautor kilku publikacji o tematyce tribologicznej i zagadnieniach eksploatacji, organizator cyklicznych

Warsztatów Służb Utrzymania Ruchu skupiających inżynierów z branż: cukrowniczej, papierniczej, energetycznej i pochodnych. W pracy naukowej zajmuje się problematyką systemów tribologicznych, utrzymania ruchu oraz modelowania procesów i systemów eksploatacji.



Prof. dr hab. inż. **Maciej WOROPAY** – kierownik Katedry Eksploatacji Maszyn Wydziału Mechanicznego Akademii Techniczno - Rolniczej w Bydgoszczy. W pracy naukowej zajmuje się problemami dotyczącymi teorii systemów, teorii

niezawodności i bezpieczeństwa oraz sterowania procesami eksploatacji w złożonych systemach biotechnicznych, a w szczególności sterowaniem tymi procesami w systemach transportu miejskiego. Jest autorem i współautorem ponad 100 prac naukowych opublikowanych w kraju i za granicą, autorem podręczników i skryptów akademickich, promotorem ponad 120 prac magisterskich i inżynierskich oraz prac doktorskich.

OCENA ZMIAN STANU TECHNICZNEGO MASZyny NA PODSTAWIE STATYSTYCZNYCH CECH OBRAZÓW TERMOGRAFICZNYCH

Marek FIDALI

Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn, Politechnika Śląska w Gliwicach
ul. Konarskiego 18a, 44-100 Gliwice, fax: 32 237 13 60, mfidali@polsl.pl

Streszczenie

Termografia jest jedną z bardzo dynamicznie rozwijających się dziedzin nauki, umożliwiającą bezkontaktowy pomiar temperatury. Znajduje ona coraz częściej zastosowanie w diagnostyce maszyn i urządzeń. Za pomocą kamery termowizyjnej możliwa jest obserwacja rozkładu temperatury w wielu punktach obserwowanego obiektu i jej jednoczesny bezkontaktowy pomiar oraz rejestracja w postaci obrazu termograficznego. Ogromny potencjał informacyjny, jaki posiada obraz termograficzny, stanowi źródło informacji diagnostycznych przydatnych w diagnozowaniu maszyn i urządzeń. W celu wydobycia tych informacji konieczne jest prowadzenie analizy obrazu termograficznego. W artykule przedstawiono wyniki badań termograficznych polegających na wyznaczaniu wybranych cech statystycznych serii obrazów termograficznych rejestrowanych w równoodległych chwilach czasu podczas działania maszyny wirnikowej.

Słowa kluczowe: diagnostyka termograficzna, analiza obrazów termograficznych.

EVALUATION OF MACHINERY TECHNICAL STATE ON THE BASIS OF STATISTICAL FEATURES OF THERMOGRAPHIC IMAGES

Summary

Thermography is one of the most dynamically developing domains of science, which allows us to carry out non-contact temperature measurement. It finds more often and often the application in machinery and apparatus diagnostics. With the use of a thermographic camera one can simultaneously observe the distribution of temperature in many points of an object, measure it and record in the form of a thermographic image. Immense informative potential of a thermographical image is a source of diagnostic information, which can be used in diagnosing of machines and apparatus. In order to extract this information, thermographical image analysis is necessary to be applied. In the article results of thermographical investigations were presented. The research consists in recording of thermographical images during operation of rotating machinery and their analysis with the use of statistical analysis methods of images.

Keywords: thermographical diagnostics, thermographic image analysis.

1. WSTĘP

Jednym z najstarszych i podstawowych sposobów diagnozowania stanu maszyn i urządzeń jest pomiar i ocena zmian wartości temperatury mierzonej w wybranych punktach badanego obiektu. Istnieje wiele sposobów pomiaru temperatury i zjawisk cieplnych zachodzących w obiektach technicznych [13]. Jedną z metod bezkontaktowego pomiaru temperatury jest termografia, która w ostatnim czasie, dzięki upowszechnieniu się urządzeń obrazowania podczerwieni, notuje bardzo dynamiczny rozwój [8] [10] [11]. Termografia ma zastosowanie tam, gdzie zmiana stanu obiektu może ujawnić się zmianą rozkładu temperatury na jego powierzchni. Szybki rozwój metod termograficznych obserwuje się w medycynie,

szczególnie w takich dziedzinach jak kardiologia, onkologia, dermatologia itp. [11] [6]. Termografia znalazła również szerokie zastosowanie w inżynierii materiałowej i w badaniach nieniszczących [4]. Urządzenia zobrazowań termalnych stosowane są w nadzorze i diagnozowaniu procesów przemysłowych i wytwórczych oraz różnego rodzaju obiektów technicznych, takich jak instalacje technologiczne, maszyny, konstrukcje mechaniczne, urządzenia elektryczne i elektroniczne, pojazdy, budowle i obiekty przemysłowe itp. [1] [8] [10]. Wyniki pomiarów termograficznych stanowią podstawę do analizy poprawności konstrukcji i procesów cieplnych zachodzących w obiektach oraz budowy modeli termicznych opisujących te procesy [8] [10].

Za pomocą kamery termowizyjnej możliwa jest jednoczesna obserwacja rozkładu temperatury w wielu punktach badanego obiektu i jednoczesny pomiar temperatury oraz jej rejestracja w postaci obrazu termograficznego. Ogromny potencjał informacyjny, jaki posiada obraz termograficzny, stanowi cenne źródło informacji diagnostycznych przydatnych w diagnozowaniu maszyn i urządzeń. W celu wydobywania tych informacji konieczne jest prowadzenie analizy obrazu termograficznego.

W artykule przedstawiono wyniki badań termograficznych polegających na wyznaczaniu wybranych cech statystycznych serii obrazów termograficznych rejestrowanych w równoodległych chwilach czasu podczas działania maszyny wirnikowej.

2. DIAGNOZOWANIE MASZYN NA PODSTAWIE TERMOGRAMÓW

Termografia znajduje szerokie zastosowanie w ocenie stanu technicznego różnych obiektów technicznych [1] [8]. Badania termograficzne wybranych obiektów realizowane są jednorazowo lub cykliczne i zwykle polegają na kontrolnej ocenie poprawności wykonania remontu, modernizacji obiektu lub mają na celu potwierdzenie istnienia i oszacowania stanu przedawaryjnego. Inspekcja termograficzna obiektu związana jest z realizacją następujących zadań [8]:

- opisem obiektu,
- wykonaniem pomiaru termowizyjnego,
- wykonaniem zdjęcia obiektu w paśmie widzialnym,
- zarejestrowaniem obrazu termalnego,
- opracowaniem termogramu,
- interpretacją wyników pomiarów,
- opracowaniem raportu.

W tego typu badaniach istotnym zadaniem jest poprawna analiza termogramów pozyskanych w trakcie badań. Czynność ta zwykle ograniczona jest do wizualnej inspekcji rozkładu temperatury i identyfikacji wartości temperatur w punktach gorących, a poprawność analizy zależy od doświadczenia i wiedzy osoby prowadzącej badania. Analiza termogramów wspomagana jest również prostymi metodami analizy obrazów polegających na stosowaniu progowania, wyznaczaniu histogramu obserwacji profilu temperaturowego wzdłuż zadanej prostej itp. Metody te zwykle są zaimplementowane w oprogramowaniu dostarczonym przez wytwórcę kamery [8] [10]. W ramach badań prowadzonych w Katedrze Podstaw Konstrukcji Maszyn dostrzeżono możliwość wzbogacenia dziedziny nauki, jaką jest diagnostyka maszyn, o metody diagnostyczne bazujące na wynikach analizy obrazów termograficznych.

2.1. Założenia badawcze

Każda działająca maszyna i urządzenie posiada określony stan cieplny, który prawie zawsze zmienia się w trakcie eksploatacji obiektu. Na zmiany stanu cieplnego obiektów w maszynie mogą mieć wpływ różne czynniki, m.in.:

- Naturalne procesy zużycia.
- Kontrolowane zmiany w sterowaniu maszyny dokonane celowo przez operatora.
- Niekontrolowane zmiany w sterowaniu maszyny wynikające z uszkodzeń napędu i urządzeń sterujących.
- Pojawienie się niesprawności elementów maszyny i zakłócenia w ich wzajemnym współdziałaniu.
- Zaburzenia w przepływie mediów roboczych.

Zmiany stanu cieplnego obiektu najczęściej objawiają się zmianą rozkładu wartości temperatury w przestrzeni wewnętrznej jak i na powierzchni zewnętrznej maszyny. Dynamika tych zmian może być różna. Wolne zmiany stanu cieplnego mogą świadczyć o postępującym procesie zużycia, natomiast szybkie zmiany będą wskazywały na anomalie w przepływie energii cieplnej wynikające z wystąpienia stanów przedawaryjnych lub poważnych uszkodzeń.

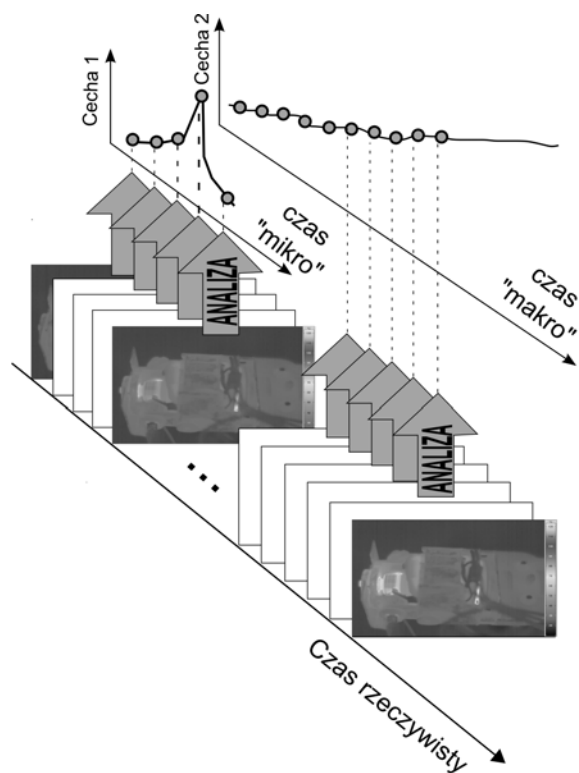
Aby badania diagnostyczne z zastosowaniem termowizji mogły być prowadzone w sposób skuteczny, konieczne staje się przyjęcie założenia, że obserwacja obiektu i zjawisk cieplnych w nim zachodzących powinna być prowadzona w trakcie jego eksploatacji w sposób ciągły lub na tyle częsty, aby możliwa była identyfikacja zmian w czasie wartości termicznych parametrów diagnostycznych identyfikowanych na podstawie zarejestrowanych obrazów termograficznych. Ponadto celowym wydaje się przyjęcie stosowanego w diagnostyce umownego podziału dziedziny czasu rzeczywistego na czas „mikro” (dynamiczny) i czas „makro” (eksploatacyjny), [2] co pozwoli na rozpatrywanie i analizę szybko zmieniających się procesów cieplnych oraz procesów wolnozmiennych.

Przykładem procesu szybkozmiennego może być chwilowa anomalia cieplna (np. łuk elektryczny), zarejestrowana na kilku obrazach termograficznych. Sekwencja taka poddana szczegółowej analizie pozwoli na identyfikację charakteru tej anomalii.

Proces wolnozmienny może być opisany przez np. funkcję opisującą zmianę wartości temperatury jednego punktu obiektu technicznego zidentyfikowaną na podstawie dużej liczby zarejestrowanych obrazów termograficznych. Analiza procesu wolnozmiennego pozwoli na pozyskanie informacji o procesach zużycia i prognozowanie wystąpienia możliwej awarii.

W obu przypadkach, poprzez analizę termogramów i wyznaczenie ich parametrów diagnostycznych (cech), możliwe jest pozyskanie sygnałów diagnostycznych, które mogą stać się podstawą dalszej analizy (Rys. 1).

W oparciu o tak przyjęte założenia proces wnioskowania diagnostycznego można rozdzielić na dwa etapy. Pierwszy etap związany jest z wyznaczaniem parametrów diagnostycznych w wyniku analizy pojedynczych termogramów z zastosowaniem odpowiednich metod analizy obrazu. Drugi etap dotyczy analizy zmienności wyznaczonych parametrów diagnostycznych w czasie „mikro” i w czasie „makro” z zastosowaniem odpowiednich metod analizy sygnałów.



Rys. 1. Analiza sekwencji obrazów termograficznych w czasie „mikro” i „makro”

3. TERMOGRAM I MOŻLIWOŚCI JEGO ANALIZY

Obraz termograficzny można potraktować jako obraz cyfrowy opisany za pomocą dyskretnej funkcji temperatury dwóch zmiennych. Zmiennymi są współrzędne płaskiego układu współrzędnych opisujących rozdzielczość przestrzenną obrazu [8].

Obraz termograficzny jest cennym nośnikiem wielu różnych informacji o stanie cieplnym obiektu. W zależności od sposobu uformowania może zawierać nie tylko informacje o rozkładzie temperatury na powierzchni badanego obiektu, ale również informacje o temperaturze otoczenia obiektu i otaczających go innych obiektów. Na obrazie termograficznym można również zarejestrować rozkłady temperatur kilku obiektów tej samej klasy (np. kilku takich samych zespołów maszynowych np. pomp)

Ze względu na dużą pojemność informacyjną termogramów, istotne staje się poszukiwanie informacji istotnych i ważnych z punktu widzenia

identyfikacji zmian stanu technicznego. Aby możliwe było pozyskanie tego typu informacji, możliwe jest stosowanie różnych metod analizy obrazów, gdyż analiza i przetwarzanie obrazów umożliwia identyfikację takich różnic w obrazach, które nie są rozpoznawalne dla ludzkiego wzroku [3] [11] [12] [14] [15] [16].

Termogramy mogą być traktowane jak obrazy rejestrowane przy oświetleniu widzialnym i poddane procesowi:

- przetwarzania (np. przekształcenia obrazów, filtracja),
- analizy (np. segmentacja, lokalizacja obiektów, wyznaczanie charakterystycznych cech obrazów),
- rozpoznawania, którego celem jest klasyfikacja obrazów lub obiektów scharakteryzowanych za pomocą wyznaczonych cech.

Do przetwarzania obrazów termograficznych mogą być zastosowane klasyczne metody, takie jak analiza bezkontekstowa [3] [15] [16] oraz analiza kontekstowa [3] [15] [16], obejmująca dużą grupę metod, których celem jest polepszenie jakości obrazów i zwiększenie możliwości metod rozpoznawania obrazów, stosowanych w kolejnych etapach. Kluczowym etapem analizy termogramów jest określenie zbioru cech charakteryzujących obraz termograficzny, pozwalający na identyfikację relacji diagnostycznych, w których określone wartości cech obrazów są symptomami stanu technicznego obiektu.

3.1. Cechy obrazów termograficznych

Z obrazu termograficznego mogą być wyznaczane cechy jakościowe oraz z cechy ilościowe. Wśród cech jakościowych można wyróżnić takie jak, np.: ujawnianie się punktów lokalnych o odmiennej charakterystyce cieplnej, podwyższona temperatura w określonym obszarze maszyny. Z punktu widzenia automatyzacji zadań diagnozowania duże znaczenie mają cechy ilościowe, które można podzielić na cechy bezwzględne i cechy względne. Cechy bezwzględne można wyznaczyć bezpośrednio na podstawie obrazów termograficznych obserwowanego obiektu w czasie „mikro”, czyli w krótkiej chwili nieprzekraczającej 60 s. Mogą to być np. średnie wartości temperatur, różnica średnich wartości temperatur między określonymi obszarami obrazu termograficznego itp.

Jako cechy względne należy rozumieć cechy, które mogą być wyznaczone na podstawie danych pochodzących z różnych pomiarów wykonanych w różnych chwilach czasu „makro”. Mogą to być również cechy wynikające z porównania pewnych parametrów cieplnych z tymi samymi parametrami wyznaczonymi na podstawie modeli numerycznych.

Istnienie obrazu termograficznego jako zbioru uporządkowanych wartości, np. temperatury, ułożonych na płaszczyźnie opisanej przez

odpowiednio wyskalowany układ współrzędnych, umożliwia pozyskanie geometrycznych cech ilościowych. opisujących np. zmiany we wzajemnym położeniu obszarów o danej temperaturze. Pozyskiwanie cech obrazów termograficznych związane jest ze stosowaniem różnych metod ich wyznaczania. Aktualne dokonania w dziedzinie medycznej diagnostyki termograficznej oferują szeroki zakres metod analizy i przetwarzania obrazów termograficznych [11] [12] [16]. W obrębie termografii statycznej i dynamicznej istnieje wiele metod pozwalających na wyznaczanie cech w dziedzinie amplitud i w dziedzinie częstotliwości. W metodach tych wykorzystuje się zarówno wiedzę związaną z zagadnieniami termodynamicznymi, jak również z zagadnieniami rozpoznawania, przetwarzania i analizy obrazów.

Dla celów oceny słuszności przyjętych założeń dotyczących możliwości diagnozowania maszyn na podstawie obrazów termograficznych przyjęto, że wstępnie rozpatrywane będą, dalej opisane, cechy statystyczne. W celu ich wyznaczenia konieczne było pozyskanie reprezentatywnego zbioru termogramów, który zarejestrowano w trakcie prowadzenie czynnego eksperymentu diagnostycznego.

4. EKSPERYMENT BADAWCZY

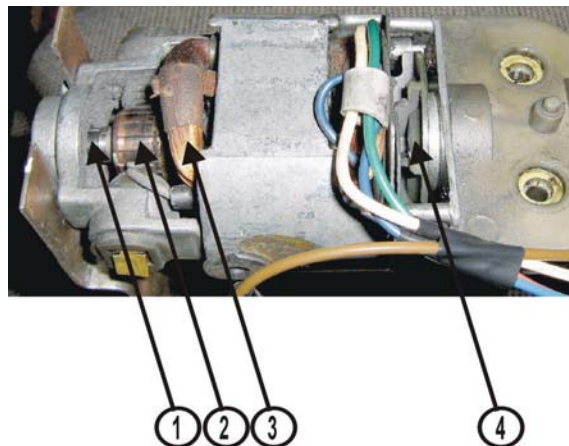
Określenie przydatności stosowania termogramów w diagnostyce technicznej maszyn wymaga ich zgromadzenia i oceny. Zdecydowano się na przeprowadzenie czynnego eksperymentu diagnostycznego na stanowisku badawczym wyposażonym w obiekt badań i kamerę termowizyjną współpracującą z komputerem klasy PC.

4.1. Obiekt badań

Obiektem badań był jednofazowy silnik komutatorowy, pochodzący z uszkodzonego robota kuchennego i przystosowany do eksperymentu diagnostycznego. Stan techniczny silnika uznano za dostateczny. Głównymi czynnikami wpływającymi na stan techniczny silnika były zużyte szczotki komutatora i zużyte łożyska ślizgowe wirnika. Badany silnik przystosowany był do pracy przerywanej 2-10 minut, jego moc maksymalna wynosiła $P_{\max}=160$ [W], napięcie znamionowe $U_z=220$ [V]. Odczepy uzwojenia stojana umożliwiały zmianę prędkości obrotowej silnika w trzech zakresach.

Po wstępnej obserwacji działania silnika zdecydowano, że interesującymi z punktu widzenia obserwacji termograficznej obszarami badań będą (Rys. 2):

- 1) Obszar łożyska ślizgowego.
- 2) Obszar komutatora.
- 3) Obszar uzwojenia stojana.
- 4) Obszar wentylatora.



Rys. 2. Badany silnik wraz z zaznaczonymi obszarami zainteresowania

4.2. Przebieg badań i pozyskane dane

Badania przeprowadzono w laboratorium KPKM na specjalnie do tego celu przygotowanym stanowisku według wcześniej przygotowanego planu. Plan badań zakładał przeprowadzenie serii eksperymentów, podczas których dokonywano pomiarów termograficznych i rejestracji serii termogramów w trakcie działania obiektu w różnych stanach eksploatacyjnych wynikających ze zmiany obciążenia silnika i zmiany jego prędkości obrotowej. Zmiany stanu obciążenia silnika realizowano przez zmianę gęstości miksowanej mieszaniny mąki i wody. W tabeli 1 zamieszczono opis przestrzeni eksperymentalnej [5].

Tabela 1. Przestrzeń eksperymentalna

Nr eksperymentu	Nr prędkości obrotowej	Nr stanu obciążenia
1	1	0
2	2	0
3	3	0
4	1	1
5	2	1
6	3	1
7	1	2
8	2	2
9	3	2
10	1	3
11	2	3
12	3	3

W trakcie każdego z eksperymentów rejestrowano 11 termogramów z równym odstępem czasowym, co 6 [s].

Zarejestrowane serie obrazów termograficznych poddano wstępnej analizie za pomocą firmowego oprogramowania współpracującego z posiadaną kamerą termowizyjną. Pozwoliło to na wybór przykładu, w którym na zarejestrowanej serii obrazów termograficznych można zaobserwować symptomy świadczące o wystąpieniu jak największej liczby różnych możliwych uszkodzeń. Wstępna analiza umożliwiła zidentyfikowanie serii

obrazów, na których zaobserwowano zbiór następujących termicznych symptomów diagnostycznych:

- S1 - wzrost temperatury w okolicach wentylatora będący wynikiem przycierania wentylatora o korpus silnika.
- S2 - wzrost temperatury komutatora oraz łożyska ślizgowego.
- S3 – gwałtowny wzrost temperatury w okolicy komutatora będący wynikiem zjawiska komutacji charakteryzującym się m.in. wystąpieniem łuku elektrycznego między szczotkami i komutatorem.
- S4 – podwyższona temperatura w okolicy łożyska będąca wynikiem zatarcia łożyska wirnika.

5. ANALIZA ZMIAN WYZNACZONYCH CECH OBRAZÓW TERMOGRAFICZNYCH

Zarejestrowaną sekwencję obrazów termograficznych zgodnie z przyjętymi założeniami poddano analizie poprzez zastosowanie statystycznych metod analizy obrazów termograficznych, a następnie wyznaczono funkcje zmian wartości wyznaczonych parametrów w dziedzinie czasu. Ze względu na ograniczony czas trwania eksperymentu przyjęto, że czas trwania pojedynczego eksperymentu był czasem „makro”

5.1. Analiza statystyczna

Jedną z metod analizy obrazów termograficznych jest analiza statystyczna rozkładu wartości temperatury dla całego obrazu lub dla obszaru zainteresowania wskazanego na termogramie [12] [16]. Wydzielenie obszaru obrazu może się odbywać poprzez zastosowanie odpowiednich metod segmentacji lub przez subiektywny podział obrazu na obszary, dla których odrębnie dokonywana jest analiza statystyczna.

W celu ilościowej analizy porównawczej zdecydowano się na wyznaczenie następujących parametrów statystycznych wybranych obszarów zarejestrowanych obrazów termograficznych:

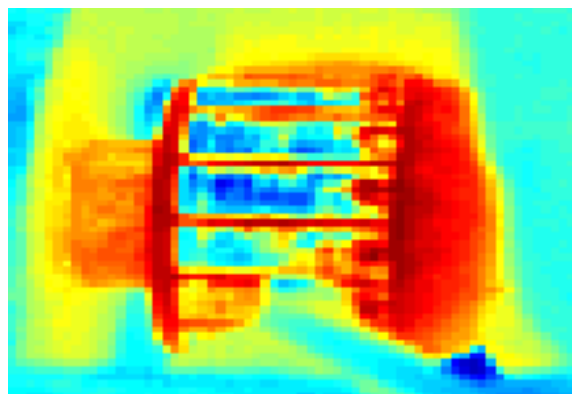
- wartość średnia (Ave),
- wartość skuteczna (RMS),
- wariancja (Var),
- wartość maksymalna (Max),
- wartość minimalna (Min),
- wartość międzyszczytowa (P-P).

Wybór powyższych cech statystycznych pozwalał sądzić, że na podstawie ich wartości będzie możliwa identyfikacja zmian stanu termicznego obiektów w kolejno zarejestrowanych obrazach w czasie.

Zarejestrowane w trakcie badań i wybrane obrazy poddano analizie w dwóch etapach. W pierwszym etapie dokonano oceny wydzielonego

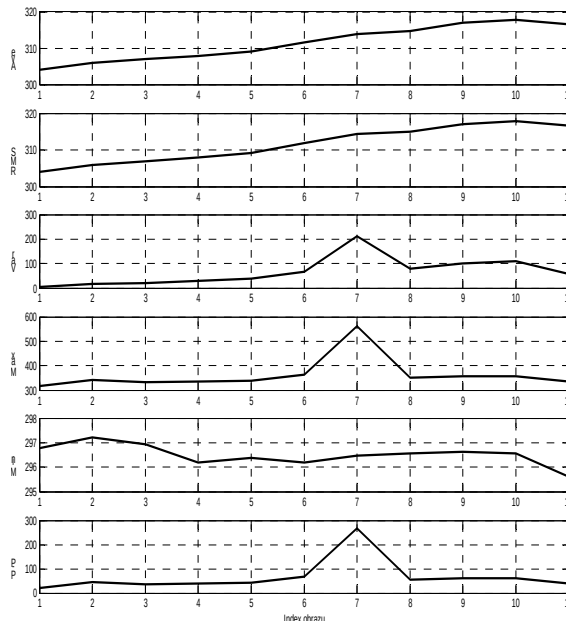
obszaru zainteresowania, w drugim etapie przeprowadzono blokową analizę statystyczną dla całego obrazu.

Obszarem zainteresowania wybranym do celów analizy w pierwszym etapie badań był obszar komutatora, szczotek i łożyska przedstawiony na Rys. 3.



Rys. 3. Wyselekcjonowany dla potrzeb analizy obszar zainteresowania

W wyniku analizy otrzymano wartości parametrów statystycznych dla każdego obrazu, z których możliwe było utworzenie sygnałów diagnostycznych jako funkcji zmian wartości tych parametrów w czasie (Rys. 4).



Rys. 4. Przebiegi zmienności wyznaczanych parametrów statystycznych I rodzaju w zależności od indeksu rejestrowanego obrazu

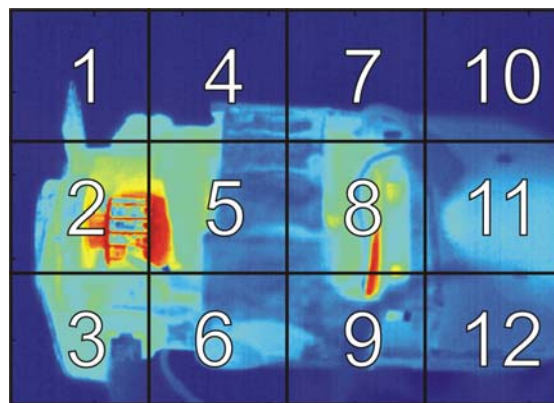
Jak można się było spodziewać, wyznaczone wartości takich cech statystycznych jak „wartość maksymalna”, „wariancja” i wartość „peak-peak” pozwoliły na skuteczną identyfikację stanu technicznego S3 związanego z szybkimi zmianami temperatury będącymi wynikiem wystąpienia łuku elektrycznego między szczotkami a komutatorem. Stan ten został zarejestrowany na obrazie o indeksie

nr 7. Identyfikacja wystąpienia łuku elektrycznego pozwala stwierdzić, że wyznaczone parametry statystyczne nadają się do analizy zjawisk cieplnych o dużej dynamice zachodzących w krótkim czasie. W przypadku sygnału opisującego zmienność wartości takich cech statystycznych jak wartość średnia „Ave” oraz wartość skuteczna „RMS” zaobserwowano, że ich wartości stopniowo wzrastały w czasie trwania obserwacji obiektu, aby osiągnąć wartość maksymalną dla obrazu o indeksie 10. Wzrost wartości parametrów w czasie wynikał z występowania i nasilania się symptomów związanych z istnieniem stanów technicznych S2 i S4. Stany te objawiały się na obrazach termograficznych stopniową ekspansją obszarów o podwyższonej temperaturze. Jak można się było spodziewać w przypadku ocen statystycznych „RMS” i „Ave”, przebiegi ich wartości są podobne, zatem mogą być one stosowane zamiennie do oceny zjawisk termicznych o charakterze wolnozmiennym wynikającym np. ze stopniowego nagrzewania się obserwowanych powierzchni obiektu.

Spośród wyznaczanych cech statycznych wybranego obszaru zainteresowania serii obrazów termograficznych na szczególną uwagę zasługuje wariancja. Analiza zmienności wartości tej cechy w czasie pozwala na stwierdzenie, że cecha ta może być przydatna zarówno do analizy procesów termicznych o charakterze szybko jak i wolnozmiennych.

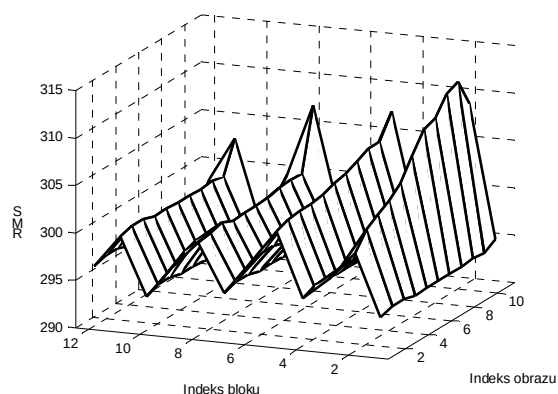
Drugi etap badań nad stosowaniem analizy statystycznej polegał na zastosowaniu równomiernego podziału obszaru każdego z zarejestrowanych obrazów na bloki o wymiarach 80x80 pikseli oraz wyznaczeniu dla każdego obszaru opisanego przez blok wartości wcześniej wskazanych cech statystycznych. Każdemu z bloków nadano indeksy o wartościach od 1 do 12 według sposobu pokazanego na Rys. 5.

W wyniku analizy obszaru obrazu w każdym z zaznaczonych bloków otrzymano wielkowymiarową przestrzeń wartości cech. W celu analizy charakteru zmienności parametrów statystycznych ich wartości przedstawiono w postaci wykresów trójwymiarowych opisujących zmiany wartości każdego z parametrów w funkcji dwóch zmiennych - indeksu obrazu i indeksu bloku. Przykładowe funkcje opisujące zmiany parametrów „RMS”, „Var” i „P-P” przedstawiono kolejno na Rys. 6, Rys. 7, Rys. 8.



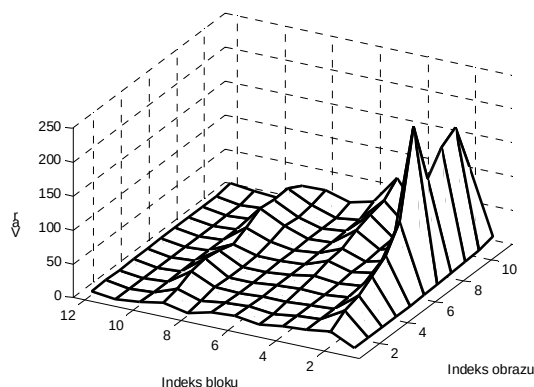
Rys. 5. Schemat podziału zarejestrowanych obrazów termograficznych na równomierne obszary zainteresowania

Dostrzeżono, że największą dynamikę zmian wartości wyznaczanych cech statystycznych zaobserwowano w blokach o indeksach 2, 5, 8 i 9. Jak można się było spodziewać, w bloku nr 2, obejmującym obszar komutatora i szczotek, można zaobserwować największy zakres zmian procesów cieplnych w trakcie działania obiektu, zatem i dynamika zmian wyznaczanych parametrów statystycznych była największa. Blok nr 5 częściowo obejmował obszar komutatora, co również znalazło odzwierciedlenie w podwyższonych wartościach parametrów statystycznych. Wystąpienie stanu technicznego S1 objawiające się powstaniem obszarów o podwyższonej temperaturze w obszarze wentylatora silnika obejmowanych przez bloki 8 i 9 spowodowało, podobnie jak w przypadku bloków nr 2 i 5, podwyższenie wartości i dynamiki zmian parametrów statystycznych. Wzrost tych wartości obserwowalny był szczególnie dla obrazów o wysokich indeksach, gdyż przycieranie wentylatora wystąpiło pod koniec trwania obserwacji obiektu.

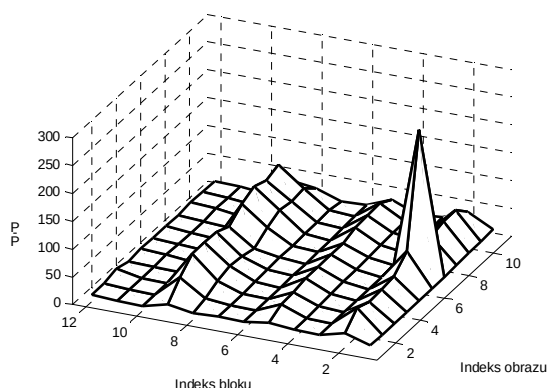


Rys. 6. Przebieg zmienności parametru statystycznego RMS w funkcji indeksu obrazu i indeksu obszaru analizowanego obrazu

Analiza przydatności zastosowania poszczególnych parametrów statystycznych podczas analizy blokowej dała podobne wyniki jak w przypadku wcześniejszej analizy wybranego obszaru zainteresowania.



Rys. 7. Przebieg zmienności parametru statystycznego Wariancja w funkcji indeksu obrazu i indeksu obszaru analizowanego obrazu



Rys. 8. Przebieg zmienności parametru statystycznego Wariancja w funkcji indeksu obrazu i indeksu obszaru analizowanego obrazu

Zastosowanie podziału obrazu na równe obszary analizy miało na celu ocenę możliwości przyszłego automatycznego doboru obszaru zainteresowania na podstawie analizy zmienności parametrów statystycznych w segmentach obrazu.

5.2. Analiza statystyczna II rodzaju

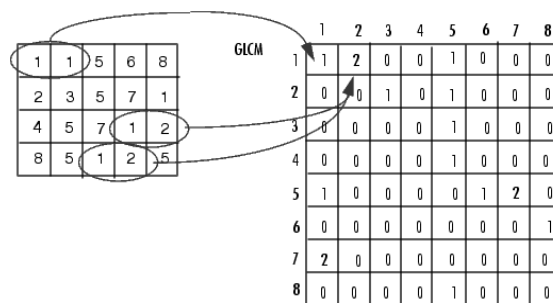
Często stosowaną metodą analizy medycznych obrazów termograficznych [12] jest zastosowanie macierzy zdarzeń i wyznaczenie na jej podstawie parametrów statystycznych II rodzaju takich jak:

- kontrast (Ctr),
- korelacja (Cor),
- energia (drugi moment zwykły) (Enr),
- entropia (Ent),
- inercja (wariacja) (Inr),
- spójność (odwrotny moment różnicowy) (Hom),
- kowariancja (Cov).

Macierz zdarzeń wyznaczana jest na podstawie analizowanego obrazu o znanej liczbie M poziomów. Rozmiar macierzy zdarzeń przyjmuje rozmiar $M \times M$, gdzie wartość każdego z jej

elementów (m, n) wskazuje, ile razy w analizowanym obrazie występuje sąsiedztwo dwóch pikseli odpowiednio o wartościach m, n . Sąsiedztwo pikseli jest określane przez kierunek oraz odległość.

W praktyce przetwarzania obrazów stosuje się uproszczenia i obliczenia prowadzone tylko dla jednego kierunku i jednej odległości. W większości przypadków stosowany jest kierunek poziomy i odległość równa 1. Na Rys. 9 przedstawiono przykład wyznaczania macierzy zdarzeń dla obrazu o liczbie poziomów 8.



Rys. 9. Sposób wyznaczania macierzy zdarzeń [9]

Macierz zdarzeń często poddaje się normalizacji tak, aby zamiast sumy wystąpień dostać ich prawdopodobieństwa. W tym celu należy podzielić wszystkie elementy macierzy przez liczbę wszystkich możliwych kombinacji par wartości (m, n) . Macierz zdarzeń można opisać za pomocą funkcji trzech zmiennych oraz zapisać w postaci [11]:

$$c_{m,n} = p(m,n,d) = \frac{L_{m,n}}{N} d$$

gdzie:

$p(m,n,d)$ – prawdopodobieństwo wystąpienia w obrazie punktów o wartościach odpowiednio m oraz n w określonej odległości d ,

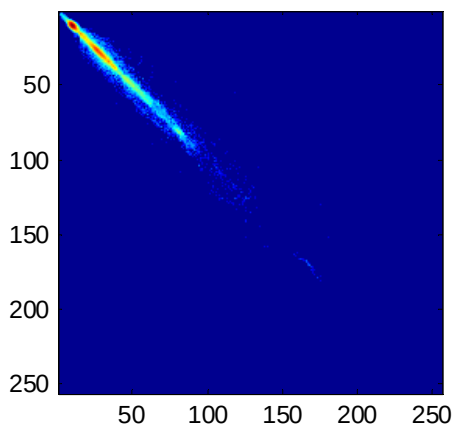
L_{mn} – liczba takich par,

N – liczba wszystkich możliwych par leżących w zadanej odległości d ,

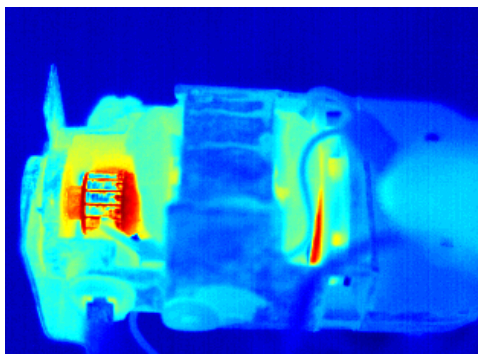
d – odległość; najczęściej równa jedynce.

Na Rys. 10 przedstawiony został przykładowy obraz termograficzny wraz z wyznaczoną dla niego macierzą zdarzeń.

a)

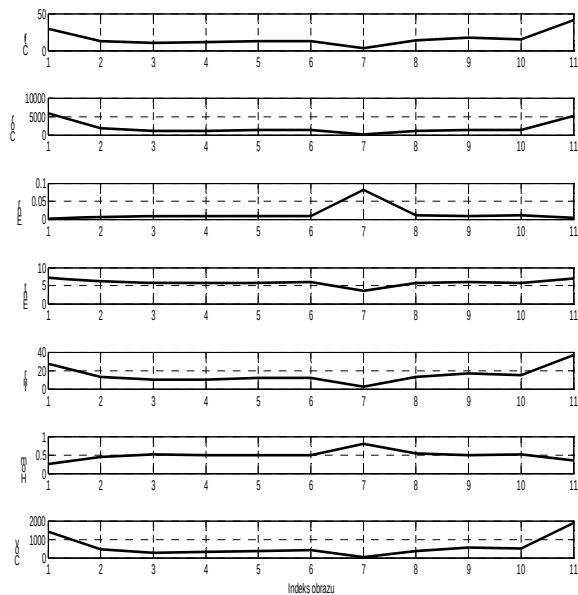


b)



Rys. 10. Przykład wyznaczonej macierzy zdarzeń a) dla obrazu termograficznego badanego obiektu b)

Dla zarejestrowanej sekwencji obrazów wyznaczono macierze zdarzeń i obliczono parametry statystyczne drugiego rodzaju. Funkcje zmienności wartości tych parametrów w zależności od indeksu obrazu zaprezentowano na Rys. 11.



Rys. 11. Przebieg wartości wyznaczanych parametrów statystycznych II rodzaju w funkcji indeksów zarejestrowanych obrazów

Analiza przebiegów wartości parametrów statystycznych II rodzaju wskazuje na możliwość wykrywania gwałtownych zjawisk cieplnych, które w przypadku prowadzonych badań były łukiem elektrycznym obserwowanym na obrazie o indeksie nr 7. Dla tego obrazu dostrzegalne są wyraźne skoki wartości wyznaczanych parametrów statystycznych. Pomimo przydatności tych parametrów do analizy procesów nagłych niosących ze sobą dużą ilość energii, wyznaczone cechy termogramów nie wykazują przydatności do identyfikacji procesów wolnozmiennych, w których wartości temperatur stopniowo rosną.

5.3. Analiza z zastosowaniem ZRWTI

Jedną z metod analizy termogramów, która może znaleźć zastosowanie w ocenie zmian stanu technicznego maszyn, może być metoda bazująca na zastosowaniu znanego w termografii impulsowej – Znormalizowanego Różnicowego Współczynnika Termografii Impulsowej (ZRWTI). Współczynnik ten wyznaczany jest na podstawie dwóch termogramów z serii pomiarowej. Pierwszy z nich, w przypadku badań diagnostycznych, dotyczy obrazu termograficznego zarejestrowanego na początku obserwacji obiektu, natomiast drugi obraz rejestrowany jest w kolejnej chwili obserwacji obiektu. Znormalizowany Różnicowy Współczynnik Termografii Impulsowej (ZRWTI) określony jest następującym wzorem:

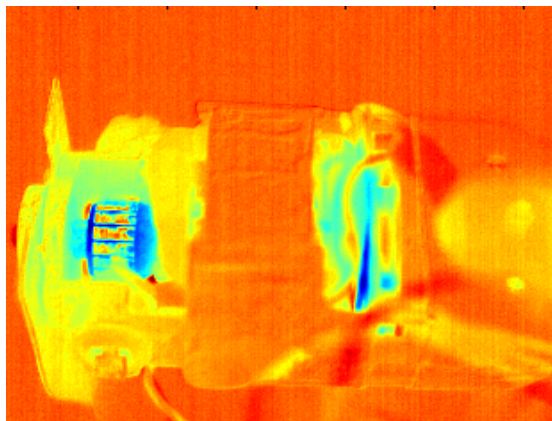
$$ZRWTI(x, y, t) = \frac{T(x, y, t_0) - T(x, y, t_i)}{T(x, y, t_0) + T(x, y, t_i)}$$

gdzie:

$T(x, y, 0)$ – wartość temperatury w danym punkcie (x, y) dla termogramu bazowego zarejestrowanego w początkowej chwili czasu obserwacji $t_0=0$;

$T(x, y, t)$ – wartość temperatury w danym punkcie (x, y) dla termogramu w zarejestrowanego dowolnej chwili $t_i \neq t_0$

Współczynnik ZRWTI poprzez porównanie rozpatrywanego termogramu w stosunku do termogramu odniesienia pozwala na wykrycie obszarów rozkładu temperatury, które mogą wskazywać na wystąpienie uszkodzenia. Wynikiem obliczenia ZRWTI jest również obraz (Rys. 12), którego analiza wymaga doświadczenia i wiedzy o własnościach i właściwościach badanego obiektu.

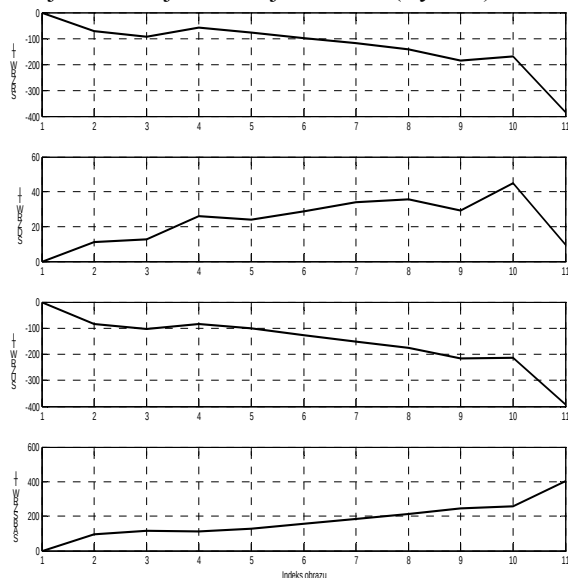


Rys. 12. Znormalizowany różnicowy współczynnik termografii impulsowej dla wybranego obrazu termograficznego badanego obiektu

Dla potrzeb oceny zmian stanu technicznego badanego obiektu zaproponowano, że współczynnik ZRWTI będzie wyznaczany pomiędzy pierwszym obrazem w serii i każdym następnym. Na podstawie wyznaczonych obrazów różnicowych ZRWTI wyznaczano następujące cztery cechy liczbowe:

- suma wartości różnicowych ZRWTI (SR),
- suma wartości dodatnich ZRWTI (SD),
- suma wartości ujemnych ZRWTI (SU),
- suma wartości bezwzględnych ZRWTI (SABS).

Wartości wyznaczonych cech obrazów różnicowych przedstawiono jako funkcje indeksów zarejestrowanej sekwencji obrazów (Rys. 13).



Rys. 13. Cechy liczbowe wyznaczone dla obrazów różnicowych powstałych w wyniku zastosowania współczynnika ZRWTI wobec zarejestrowanej sekwencji obrazów termograficznych

Analiza przebiegów wyznaczonych cech obrazów różnicowych wskazuje na istnienie dużej dynamiki zmian wartości cech w zależności od indeksu rejestrowanego obrazu. Dostrzegalny jest wyraźny trend zmian wartości cech wraz ze wzrostem czasu eksploatacji, a tym samym wraz z kumulowaniem się w obiekcie zużycia, objawiającego się stopniowym wzrostem temperatury. Wyznaczone cechy mają jedną wadę, nie można na podstawie przebiegu zmienności ich wartości zidentyfikować zjawisk szybkozmiennych o dużej energii takich jak np. łuk elektryczny.

6. PODSUMOWANIE I WNIOSKI

W ramach opisanych badań przeprowadzono czynny eksperyment diagnostyczny mający na celu pozyskanie serii obrazów termograficznych. Pozyskane obrazy poddano analizie z zastosowaniem wybranych statystycznych metod analizy obrazów w celu wyznaczenia zbioru cech statystycznych. Wyznaczony zbiór cech statystycznych dla serii obrazów zarejestrowanych w czasie posłużył do weryfikacji założeń dotyczących możliwości oceny stanu technicznego obiektu na podstawie jego ciągłej obserwacji termograficznej.

Zaobserwowano, że na podstawie wybranych statystycznych cech obrazów termograficznych możliwa jest identyfikacja zarówno szybkozmiennych jak i wolnozmiennych procesów cieplnych zachodzących w maszynie. Jako cechy, pozwalające na dobrą identyfikację zmian stanu technicznego, można wskazać wariancję oraz współczynnik ZRWTI.

Należy zwrócić uwagę na fakt, że duży wpływ na wartości pozyskiwanych cech ma wybór obszaru zainteresowania analizowanego obrazu. Czynność ta wymaga znajomości własności i właściwości badanego obiektu oraz określenia obszarów, w których prawdopodobieństwa ujawnienia się cieplnych symptomów uszkodzeń jest duże. Pewnym sposobem uniknięcia problemu wyboru obszaru zainteresowania jest zastosowanie metod segmentacji obrazu, które w oparciu o przyjęte kryteria, pozwolą na optymalny wybór obszaru zainteresowania. Podczas badań przeprowadzono prostą segmentację obrazu na równomierne bloki, dla których niezależnie wyznaczano cechy diagnostyczne. Uzyskane wyniki wskazują, że konieczne jest podjęcie dodatkowych badań nad metodami segmentacji obrazów termograficznych przy jednoczesnym dalszym poszukiwaniu metod wyznaczania cech obrazów termograficznych, które mogłyby być podstawą do dalszych badań nad wyborem optymalnej przestrzeni cech dla potrzeb diagnostyki. Optymalnie dobrany zbiór cech jest podstawą do określenia zbioru relacji diagnostycznych wybranego obiektu i opracowania metody diagnostycznej, mogącej znaleźć zastosowanie w systemie diagnozującym czas rzeczywisty.

LITERATURA

- [1] Cempel Cz., Tomaszewski F. (red) *Diagnostyka Maszyn. Zasady ogólne. Przykłady zastosowań*. MCNEMT, Radom 1992.
- [2] Cholewa W.: *Metoda diagnozowania maszyn z zastosowaniem zbiorów rozmytych*. Zeszyty Naukowe Nr 764. Politechnika Śląska, Gliwice 1983.
- [3] Gonzales C. R., Wintz P.: *Digital Image Processing*. Addison-Wesley Publishing Company, 1987.
- [4] Gralewicz G., Więcek B., Owczarek G.: *Zastosowanie termografii w badaniach nieniszczących*. Elektronika. Prace naukowe. Zeszyt nr 9. Wydawnictwo „CMYK” Łódź 2004.
- [5] Jabłonka K.: *Ocena przydatności wybranych metod analizy obrazów do analizy obrazów termograficznych*. Praca dyplomowa magisterska. Politechnika Śląska, Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn, Gliwice 2006.
- [6] Jakubowska T., Więcek B., Peszyński – Drews C., Wysocki M.: *Zastosowanie statystycznych parametrów obrazów termograficznych do wczesnej diagnostyki zmian chorobowych piersi*. Referat z V krajowej konferencji: Termografia i termometria w podczerwieni. Ustroń 2002.
- [7] Kocyba K.: *Sygnatura termalna obiektu przemysłowego i system diagnostyczny z bazą danych sygnatur*. VI Krajowa Konferencja Termografia i Termometria w Podczerwieni, Ustroń-Jaszowiec, 4-6 listopada 2004.
- [8] Madura H.: *Pomiary termowizyjne w praktyce*. Praca zbiorowa. Agencja wydawnicza PAK, Warszawa 2004.
- [9] Mathworks. *Pomoc programu Matlab*.
- [10] Minkina W.: *Pomiary termowizyjne: przyrządy i metod.*, Wydawnictwo Politechniki Częstochowskiej. Częstochowa 2004.
- [11] Nowakowski A.: *Postępy termografii – aplikacje medyczne*. Wydawnictwo Gdańskie. Gdańsk 2001.
- [12] Praca zbiorowa. *Przetwarzanie obrazów termograficznych w zastosowaniach medycznych*. Prace naukowe. Zeszyt nr 9. Wydawnictwo „CMYK” Łódź 2004.
- [13] Praca zbiorowa. *Pomiary cieplne*. Część I. WNT, Warszawa 1993.
- [14] Tadeusiewicz R., Korohoda P.: *Komputerowa analiza i przetwarzanie obrazów*. Wydawnictwo Fundacji Postępu Telekomunikacji. Kraków 1997.
- [15] Wróbel Z., Koprowski R.: *Praktyka przetwarzania obrazów w programie Matlab*. Akademicka Oficyna Wydawnicza EXIT. Warszawa 2004.
- [16] Wróbel Z., Koprowski R.: *Przetwarzanie obrazów termograficznych*. Referat z VI krajowej konferencji Termografia i termometria w podczerwieni. Ustroń 2004.



Dr inż. **Marek FIDALI** pracuje w Katedrze Podstaw Konstrukcji Maszyn na stanowisku adiunkta. Jego zainteresowania obejmują zagadnienia analizy sygnałów, diagnostyki technicznej maszyn, analizy modalnej, akustyki i termografii.

DIAGNOZOWANIE OPERATORÓW SIŁOWNI OKRĘTOWYCH

Jan MONIETA

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

Streszczenie

Praca zawiera wyniki badań zdarzeń niepożądanych operatorów siłowni okrętowych podczas pracy na statkach morskich. Zdarzeniami tymi były wypadki przy pracy załóg maszynowych. W pracy również zamieszczono wyniki diagnozowania kandydatów na operatorów siłowni okrętowych, tuż przed ich półroczną praktyką pływającą. Wyniki diagnozowania operatorów świadczą o nienajlepszych ich predyspozycjach.

Słowa kluczowe: siłownie okrętowe, operator, diagnozowanie.

DIAGNOSIS OF OPERATOR OF MARINE POWER PLANTS

Summary

The work is contained results of investigations of undesirable events of operators of the during work on the seagoing vessels. These events were injuries at work of engine crew. I work have been placed results of diagnosis of candidate on operators of marine power plants also, before their half-year practices just floating. Results of diagnosing of operators show them unfairness predispositions.

Keywords: marine power plants, operator, diagnosis.

1. WSTĘP

W dzisiejszych czasach dostrzeżono potrzebę rozpatrywania złożonych systemów takich, jak siłownie okrętowe, jako systemów antropotechnicznych. Prowadzenie badań eksploatacyjnych obiektów siłowni, bez uwzględnienia wpływu człowieka oraz otoczenia, nie daje pełnych i prawdziwych wyników.

Wyniki wielu przeprowadzonych badań wskazują jednoznacznie, że to człowiek jest główną przyczyną powstawania zdarzeń niepożądanych [4, 5, 6]. Dlatego też oprócz podnoszenia wymagań kompetencyjnych, czy zdrowotnych, wobec kandydatów na oficerów czy pozostałych członków załóg maszynowych, dąży się do opracowania jak najlepszych metod diagnostycznych oraz do zwiększenia automatyzacji urządzeń w siłowni, m.in. w celu ograniczenia błędów operatora.

Zmniejszenie wpływu człowieka na działanie urządzeń i maszyn w siłowni okrętowej w dużym stopniu zwiększy jej niezawodność. Nie jest on jednak jedynym czynnikiem obniżającym niezawodność systemu antropotechnicznego siłowni okrętowej.

Prowadzi się, więc badania w celu zwiększenie bezpieczeństwa oraz niezawodności siłowni okrętowej.

2. NIEZAWODNOŚĆ CZŁOWIEKA

Niezawodność człowieka jest to jego zdolność do funkcjonowania jako złożonego układu samoregulującego się. W fizjologii nazywa się to poziomem tolerancji zakłócających czynników oraz zdolnością adaptacji do zmiany środowiska. Do czynników zakłócających zalicza się również parametry wewnątrzystrojowe człowieka. Niezawodność może być także rozumiana jako wszelkie przejawy zmęczenia ustroju człowieka oraz jego zdolność do kompensacji efektów zakłócających.

Niezawodność człowieka może być także określana jako sprawność jego funkcjonowania zawodowego, wyrażona poprzez ustanowione kryteria zdrowotne.

Na podstawie kryteriów zdrowotnych można określić zdolność człowieka do pracy w danym zawodzie. Podczas doboru i selekcji kandydatów do pracy na morzu muszą być uwzględnione badania lekarskie przeprowadzane na kandydacie. Na podstawie wyników badań można określić czy człowiek jest zdolny do wykonywania pracy w specyficznych warunkach na morzu. Rodzaje tych badań oraz przeciwwskazania zdrowotne dla marynarzy ujmują przepisy [2].

W nauce o ergonomii pojęcie niezawodności człowieka przedstawione jest jako jego zdolność do pracy operatorskiej oraz jej jakość w układzie C –

O – Ś, czyli człowiek – obiekt techniczny – środowisko. Działa on w oparciu o dyspozycję do pracy, a podczas jej wykonywania nabiera doświadczenia. Nabyte doświadczenie pozwala mu na wytrenowanie umiejętności przeciwstawiania się czynnikom zakłócającym, powstałym w wyniku wykonywanej pracy, a także wpływu otoczenia.

Klasyfikacja zdarzeń zawodności człowieka, czyli przejście w stan, w którym nie może on spełniać swoich zadań zostały podzielono na trzy klasy:

- niezdatność psychofizyczna,
- zaniechanie,
- błąd.

Niezawodność człowieka zależy od wielu czynników m.in. od jego stanu psychofizycznego, warunków pracy oraz otoczenia. Ma to duży wpływ na niezawodność całego systemu antropotechnicznego.

Budowa organizmu człowieka jest bardzo skomplikowana i złożona. Dlatego też ocena jego stanu niezawodnościowego nie może być taka, jak przy ocenie niezawodności obiektu technicznego.

Czynniki wpływające na niezawodność operatora to [3, 7]:

- regulacja zachowań w nieznanach sytuacjach,
- uwarunkowania genetyczne,
- biorytmika,
- poziom pobudzenia emocjonalnego,
- stosunki interpersonalne,
- tolerancja czynników środowiskowych,
- poziom integracji funkcji wewnątrzustrojowych,
- poziom pobudzenia przyczynowego.

Czynniki wpływającymi na niezawodność człowieka nie są jedynie jego osobiste cechy tj. inteligencja, wykształcenie, stan zdrowia i inne. Duży wpływ również ma otoczenie poprzez takie czynniki, jak temperatura powietrza, ciśnienie atmosferyczne, itp., które mogą ujemnie wpływać na jego kondycję psychofizyczną. Również stan obiektów technicznych przez niego obsługiwanych ma wpływ na jego niezawodność.

3. DIAGNOZOWANIE OPERATORA W SYSTEMIE ANTROPOTECHNICZNYM

Najprostszym podsystemem systemu antropotechnicznego jest para antropotechniczna, składająca się z obiektu technicznego i sterującego nim operatora [1]. Ten podsystem podlega zazwyczaj osobie wyższego szczebla organizacyjnego. Osoba wyższego szczebla może być nazywana decydentem.

Operatora, jako osobę eksploatującą obiekt techniczny, interesuje głównie stan obiektu technicznego, więc wszystkie operacje diagnostyczne wykonywane wewnątrz tego podsystemu służą operatorowi do informacji o stanie obiektu technicznego. Decydenta wyższego

szczebla interesuje z kolei stan całej pary antropotechnicznej, a nie tylko stan obiektu, lecz również stan operatora. Obiektem diagnozowania jest człowiek, ale w ścisłym sprzężeniu z obiektem technicznym. Operator zostaje uznany za zdatnego przez decydenta nadrzędnego, jeśli wyniki jego prac z obiektem spełniają wymagania określone przez decydenta.

Stan zdatności operatora określany jest przez dwa czynniki:

- motywację,
- kwalifikację.

Motywację działania operatora rozpatrywane są ze względu na:

- niesprzeczność własnych celów działania z celami decydenta nadrzędnego,
- predyspozycje intelektualne niezbędne do zrozumienia celów nadrzędnych oraz umiejętności równoczesnej realizacji celów własnych i nadrzędnych.

Własne cele działania jak i również predyspozycje intelektualne mogą wykazywać znaczne i szybkie fluktuacje w czasie, nawet u tego samego osobnika. Wynika z tego, że diagnozowanie chwilowego stanu operatora maszyn może prowadzić do wyznaczania nie reprezentatywnych diagnoz ich stanu.

Kwalifikację operatora rozpatruje się ze względu na:

- zbiór informacji, którymi dysponuje operator, czyli jego wiedzę zawodową;
- predyspozycje psychomotoryczne np. umiejętność analizowania zaistniałych sytuacji czy zdolności manualne.

Diagnozowanie operatora może być przeprowadzane kilkoma sposobami, np. formą [1]:

- abstrakcyjną,
- eksperymentalną.

Forma abstrakcyjna polega na tym, że podaje się operatorowi opis sytuacji eksploatacyjnej, a on musi poprawnie opisać właściwe postępowanie w takiej sytuacji, oraz określić na tej podstawie stan obiektu. Istnieje tu analogia do diagnozowania obiektu technicznego. Opis sytuacji to pobudzenie diagnostyczne, a odpowiedź operatora to reakcja diagnostyczna. Dzięki tej formie diagnozowania można określić jedynie kwalifikację operatora, nie poznając jego motywacji.

Forma eksperymentalna dzieli się na:

- czynną,
- bierną.

Forma czynno-eksperymentalna polega na celowym wywołaniu wybranej sytuacji eksploatacyjnej i obserwowaniu zachowania się operatora. Na tej podstawie określa, czy działania operatora były odpowiednie do zaistniałej sytuacji.

Forma bierno-eksperymentalna polega na identyfikacji rzeczywistej zaistniałej sytuacji eksploatacyjnej i obserwacji postępowania operatora lub skutków tego postępowania w wyniku, czego można określić czy reakcja operatora była prawidłowa.

Zdatność personelu eksploatacyjnego w wielu przypadkach można ocenić na podstawie stanu urządzeń, które były przez nich eksploatowane. Porównuje się aktualny stan urządzeń ze stanem, który mógłby być osiągnięty przy prawidłowej eksploatacji.

Forma bierno-eksperymentalna określa stan zdatności operatorów i ich nadzorców, na podstawie stanu urządzeń, czyli miarę użyteczności stanu obiektu można traktować jako pośrednią miarę stanu operatora [1]. Zatem miara stanu obiektu zależy od właściwości obiektu nie tylko w chwili diagnozowania, ale również od właściwości stanów przewidywanych w przedziale czasowym niezbędnym do zrealizowania zadania.

Zagadnienie miary użyteczności stanu obiektu można sprowadzić do miary przedziałowej. Można określić aktualny stan obiektu w chwili t_0 , ale ze względu na sekwencje stanów, jakie przejdzie obiekt w przedziale czasu $[t_0, t_0 + T]$, przewidzianym na zrealizowanie zadania [1]. Działanie obiektu w dowolnej chwili t jest opisane przez jego efektywność $W(t)$. Efektywność jest funkcją warunków oddziaływujących na obiekt oraz wielkości opisujących stan obiektu.

Zbiór wielkości opisujących stan obiektu [1]:

$$L = \{l_i\}, i = 1, 2, 3, \dots, q \quad (1)$$

Zbiór ten można podzielić na dwa podzbiory L_1 i L_2 . Podzbiór L_1 zawiera wielkości nastawialne, czyli takie, które ulegają regulacji podczas obsługi lub sterowania w trakcie użytkowania. Podzbiór L_2 zawiera wielkości, które nie podlegają regulacji czy sterowaniu.

$$L_1 = (l_1, l_2, \dots, l_p), \quad (2)$$

$$L_2 = (l_{p+1}, l_{p+2}, \dots, l_q) \quad (3)$$

$$L = L_1 \cup L_2$$

Przyjmuje się, że każda wielkość jest funkcją czasu, zatem [1]:

$$L(t) = \{l_i(t)\}; i = 1, 2, \dots, q \quad (4)$$

Czyli efektywność w chwili t można zapisać jako następującą funkcję [1]:

$$W(t) = W[L_1(t), L_2(t), \Omega(t)] \quad (5)$$

gdzie: $\Omega(t)$ – zbiór zewnętrznych czynników oddziaływujących na obiekt w chwili t .

Obiekt uznaje się za niezdatny wówczas, gdy spełniona będzie nierówność [1]:

$$W(t) < W_{min} \quad (6)$$

W_{min} oznacza tu minimalną wartość efektywności po przekroczeniu, której obiekt uznaje się za niezdatny.

Do dokonania prawidłowej diagnozy operatora można podzielić zdarzenia na trzy klasy, a każdej z klas przyporządkować klasę operatora. Klasa operatora jest to zbiór zmiennych (właściwości), wraz z funkcjami (metodami), które go oceniają i przyporządkowują.

Zdarzenia podzielić można na trzy klasy [1]:

- zdarzenie Z_1 – obiekt pracujący w przedziale czasu $[t_0, t_0 + T]$ nie rozreguluje się ani nie ulegnie uszkodzeniu [1]:

$$Z_1 \equiv [(T \leq \theta) \wedge (T \leq \tau)] \quad (7)$$

gdzie:

- τ – czas od chwili t_0 do chwili rozregulowania się obiektu,
- θ – cza od chwili t_0 do chwili wystąpienia uszkodzenia obiektu.
- zdarzenie Z_2 – obiekt pracujący w przedziale czasu $[t_0, t_0 + T]$ uszkodzi się ale nie rozreguluje [1]:

$$Z_2 \equiv [(0 \leq \theta \leq T) \wedge (\theta \leq \tau)] \quad (8)$$

- zdarzenie Z_3 – obiekt pracujący w przedziale czasu $[t_0, t_0 + T]$ rozreguluje się, ale nie uszkodzi się do chwili rozregulowania.

Znając klasy stanu obiektu można im przyporządkować odpowiednie klasy operatora. Ustalenie odpowiednich klas i obiektywne oraz sprawiedliwe przypisanie im klas operatora przeprowadzane jest przez decydenta nadrzędnego. Osoba przeprowadzająca taką diagnozę musi posiadać kwalifikacje, co najmniej na poziomie kwalifikacji badanego operatora. Na podstawie wyników takiej diagnozy można określić rodzaj dalszego postępowania z operatorem.

4. ANALIZA WYPADKÓW ZAŁÓG MASZYNOWYCH

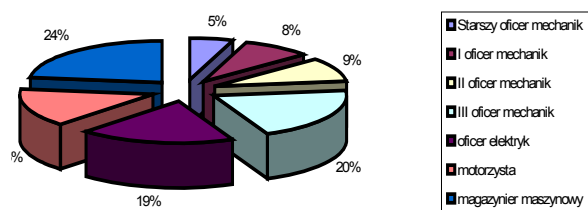
W artykule przedstawiono wypadki w latach 2001÷2003 wśród członków załóg maszynowych. W publikacji [6] przedstawiono natomiast zdarzenia niepożądane wytworów techniki.

Według zebranych danych w badanym okresie 3 lat doszło do 74 wypadków członków załóg maszynowych na statkach wybranego armatora. Dla porównania w tym samym czasie miało miejsce 146 wypadków z udziałem członków załóg pokładowych.

Dokonano podziału wypadków w zależności od stanowiska zajmowanego przez poszkodowanego. Na rysunku nr 1 przedstawiony został udział wypadków na poszczególnych stanowiskach wyrażony w procentach.

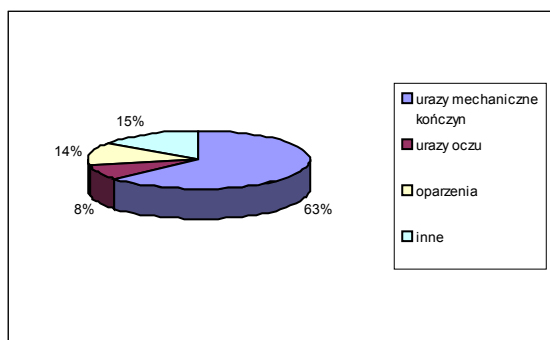
Jak widać na rys. 1 najczęściej wypadkom ulegają magazynierzy maszynowi oraz trzeci oficerowie. Najrzadziej natomiast dochodzi do takich zdarzeń z udziałem starszych mechaników. Jest to wynikiem tego, że ich praca ma charakter

bardziej organizacyjny a nie fizyczny, co ogranicza ryzyko powstania wypadku.



Rys. 1. Podział udziału wypadków ze względu na stanowisko poszkodowanego

Następnym krokiem w tej analizie jest sprawdzenie, jakim urazom najczęściej ulega załoga maszynowa. Na rys. nr 2 jest przedstawiony podział wypadków ze względu na odniesione urazy.



Rys. 2. Podział wypadków ze względu na odniesione urazy

Na podstawie rysunku nr 2 można stwierdzić, że najczęstsze są urazy kończyn i stanowią one ponad połowę wszystkich urazów. Do „innych” zostały w tym zestawieniu zaliczone kontuzje kręgosłupa, przepukliny oraz utraty zębów oraz pozostałe.

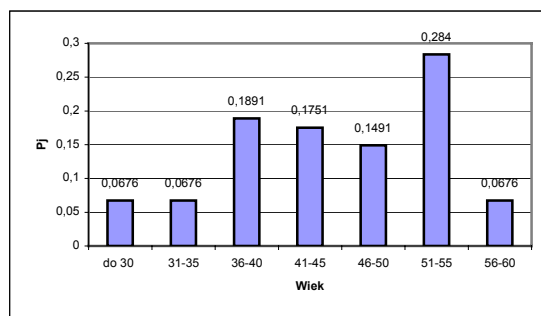
Następny rysunek nr 3 przedstawia prawdopodobieństwo, że wiek poszkodowanego będzie się mieścił w poszczególnych przedziałach. Prawdopodobieństwo określono ze wzoru [6]:

$$P_j = m_{jt} / m \quad (9)$$

gdzie: m_{jt} – liczebność j -tego przedziału,
 m – suma liczebności wszystkich przedziałów.

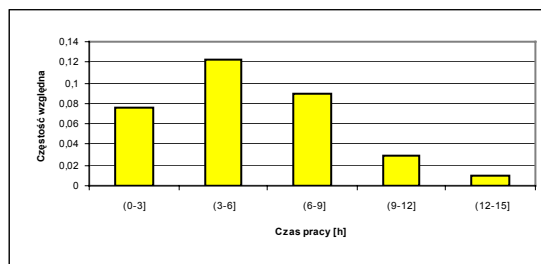
Przedziały wiekowe wynoszą pięć lat. Najmłodszy poszkodowany w tym okresie miał w chwili wypadku 24 lata, a najstarszy 59 lat.

Z rysunku nr 3 można wywnioskować, że najczęściej wypadkom ulegają pracownicy w wieku od 51 do 55 lat. Najmniej wypadków jest natomiast z udziałem mechaników w wieku do 35 lat lub powyżej 55 lat. Mała liczba wypadków członków załóg maszynowych z ostatniego przedziału wiekowego jest spowodowana małym udziałem zatrudnianych pracowników w tym wieku.



Rys. 3. Prawdopodobieństwo wypadku w zależności od wieku poszkodowanego

Następna analiza dotyczy zależności udziału wypadków od czasu pracy do chwili wypadku poszkodowanego. Na rys. nr 4 posłużono się zależnością częstości względnych wypadków przyporządkowanych odpowiednim przedziałom czasu. Wykres taki nosi nazwę histogramu. Częstość względna danego zdarzenia losowego to stosunek liczby zdarzeń sprzyjających temu zdarzeniu do liczby wszystkich zdarzeń.

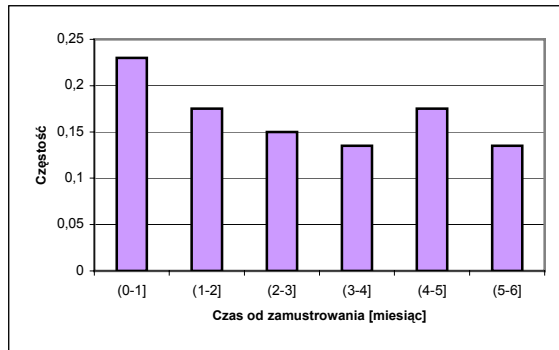


Rys. 4. Histogram częstości wypadków w zależności od czasu pracy poszkodowanego

Najczęściej do wypadku dochodzi między czwartą a szóstą godziną pracy. Ale różnice pomiędzy trzema głównymi przedziałami tzn. (0-3], (3-6] i (6-9] są niewielkie. Dwa ostatnie przedziały wykraczają poza normalny czas pracy na statku i dotyczą głównie sytuacji awaryjnych.

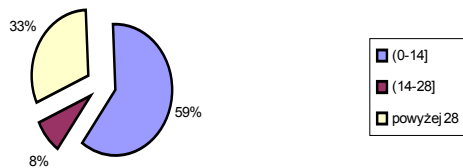
Kolejna analiza dotyczy zależności między liczbą wypadków a czasem spędzonym na morzu przez poszkodowanego od chwili zamustrowania. Rysunek nr 5 pokazuje tę zależność, która również została przedstawiona w postaci histogramu. Przedziałami czasowymi są poszczególne miesiące od chwili zamustrowania na statek.

Duża liczba wypadków wystąpiła z udziałem operatorów, którzy byli na statku do miesiąca czasu. Najmniej wypadków wystąpiło w czwartym miesiącu rejsu, czyli w ostatnim miesiącu standardowego kontraktu u badanego armatora.



Rys. 5. Histogram częstości wypadków w zależności od czasu od zamustrowania

Dokonano również analizy długości zwolnień lekarskich w związku z urazami odniesionymi podczas wypadków. Zwolnienia lekarskie były wystawiane przez lekarzy portowych lub drugih oficerów pokładowych. Przedziały czasowe to od zera do czternastu dni, od czternastu do dwudziestu ośmiu dni, oraz powyżej dwudziestu ośmiu dni. Do ostatniego przedziału zaliczone zostały również wszystkie przypadki, w których poszkodowany został zmustrowany. Wyniki tej analizy przedstawiono na rysunku nr 6.



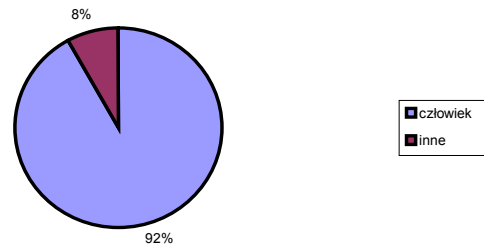
Rys. 6. Podział wypadków ze względu na liczbę dni udzielonego zwolnienia lekarskiego

Największą grupę stanowiły urazy, dla których zwolnienie lekarskie nie przekraczało dwóch tygodni. Z drugiej strony jedna trzecia wypadków kończyła się urazami na tyle poważnymi, że konieczne było zmustrowanie poszkodowanego.

W ostatnim elemencie tej analizy określono, było przyczyną wypadków wśród członków załogi maszynowej. Jako przyczyny ustalono błąd człowieka, a pozostałe przyczyny jak niezdadność obiektu technicznego czy wpływ otoczenia, ujęto razem jako inne. Na rysunku 7 przedstawiono procentowy udział przyczyn wypadków.

Komisje powypadkowe stwierdziły, że błąd człowieka spowodowany zarówno jego nieostrożnością, jak i brakiem wiedzy lub doświadczenia, był główną przyczyną wypadków. W ujęciu ilościowym aż 68 na 74 wszystkich wypadków spowodowane było przez człowieka. Najczęstszym powodem wypadków była nieostrożność zarówno podczas pracy jak i w trakcie wykonywania innych czynności.

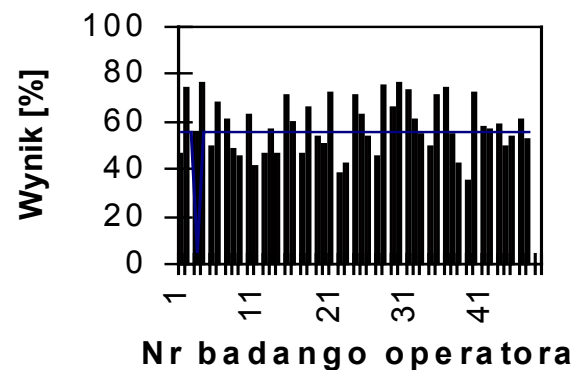
Czasami do wypadków doszło przy błędach człowieka, ale w niesprzyjających warunkach.



Rys. 7. Udział wypadków ze względu na jego przyczynę

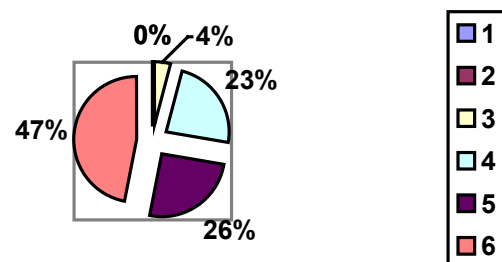
5. WYNIKI DIAGNOZOWANIA KANDYDATÓW NA OPERATORÓW

Przeprowadzono badanie studentów drugiego roku Wydziału Mechanicznego Akademii Morskiej pod kątem spostrzegawczości, jest to, bowiem umiejętność potrzebna mechanikowi okrętowemu w czasie nadzoru siłowni. Test polegał na wyszukaniu w czasie określonych pomiędzy rozmieszczonych znakami. Wyniki testu podano w procentach na rys. 8.



Rys. 8. Wyniki zaliczania testu na spostrzegawczość wraz z poziomem granicznym

Na rys. 9 przedstawiono z kolei podział wyników na 5 klas zaliczających test oraz szóstą nie zaliczającą. Odpowiada to klasie ocen na studiach.



Rys. 9. Przyporządkowanie wyników diagnozowania operatorów poszczególnym klasom

Z rysunku wynika, że nikt nie osiągnął klasy 1 i 2, a znaczna część studentów (47%) uzyskała wynik w klasie szóstej, nie zaliczającej.

6. PODSUMOWANIE

Analiza wypadków członków załogi maszynowej wykazała, że ich przyczyną aż w 92% był błąd lub nieostrożność człowieka. Najczęściej są to urazy kończyn podczas złych warunków pogodowych i nie zastosowanie odpowiedniej ostrożności przez poszkodowanych. Powinno się zwiększyć nacisk na przestrzeganie przepisów, szczególnie podczas wykonywania prac w morzu przy niekorzystnych warunkach pogodowych.

Aż w 22 przypadkach konieczne było zmustrowanie poszkodowanego w celu dalszego leczenia w kraju. Nie było danych dotyczących kosztów podmiary poszkodowanych, ale z pewnością były one dość wysokie. Pomijając wątek finansowy skutki wielu wypadków doprowadzały do bardzo poważnych uszczerbków na zdrowiu, uniemożliwiających w konsekwencji dalszą pracę zawodową. Skutkiem jednego z wypadków był nawet zgon poszkodowanego. Ważne jest, więc aby dodatkowo uczulać załogę na zachowanie należytej ostrożności podczas pracy.

Jak łatwo było przewidzieć najliczniejszą grupę wśród poszkodowanych stanowią członkowie załogi bezpośrednio, a dokładniej magazynierzy maszynowi. Wykonują oni wiele drobnych prac obsługowych, przy których nietrudno o kontuzję szczególnie, że podchodzą do nich zazwyczaj rutynowo. Najbardziej wypadkom ulegają starsi mechanicy, co jest zrozumiałe z tego powodu, że ich praca ogranicza się raczej do ogólnego nadzoru i planowania prac w siłowni.

Analizując zależność między liczbą miesięcy od zamustrowania a liczbą wypadków można wysnuć wniosek, że najczęściej do wypadków dochodzi w pierwszym miesiącu, a jest to najprawdopodobniej spowodowane tym, że nowy członek załogi nie przywykł jeszcze do pracy na morzu oraz nie zapoznał się jeszcze ze wszystkimi obowiązkami lub urządzeniami.

Na podstawie analizy przedziałów wiekowych wśród poszkodowanych w wypadkach można zauważyć, że operatorzy do 35. roku życia są mniej podatni na wypadki. Zwiększona liczba wypadków wśród osób, które skończyły 50 lat spowodowana była obniżeniem ich ogólnej sprawności fizycznej. Posiadają oni jednak ogromne doświadczenie i są cenionymi fachowcami, którzy przekazują swoją wiedzę młodszemu pokoleniu mechaników,

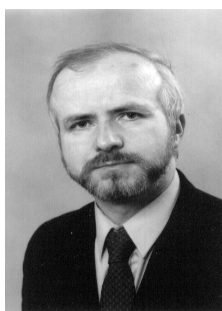
dlatego też niewskazane byłoby drastyczne ograniczenie liczby zatrudnionych w tym wieku.

Wyniki diagnozowania operatorów wykazały, że prawie połowa osiągnęła ocenę negatywną, co świadczy o problemach ze spostrzegawczością przyszłych operatorów.

Przedstawione w pracy zestawienia, analizy oraz ukazane w tym rozdziale wnioski mogą być przydatne przy próbach ograniczenia ilości oraz kosztów zdarzeń niepożądanych w systemie antropotechnicznym, jakimi są siłownie okrętowe.

LITERATURA

- [1] Będkowski L.: *Elementy diagnostyki technicznej*. Wyd. Wojskowej Akademii Technicznej, Warszawa 1992.
- [2] *Dziennik Ustaw nr 17, poz. 80*. Rozporządzenie Ministra Zdrowia i Opieki Społecznej z dnia 17 lutego 1993 r.
- [3] Migdałski J.: *Inżynieria niezawodności*. Poradnik. Wyd. ATR Bydgoszcz, Bydgoszcz 1992.
- [4] Monieta J.: *Ocena zdarzeń niepożądanych w eksploatacji statków morskich*. XXIII Sympozjum Siłowni Okrętowych. Akademia Morska w Gdyni, Gdynia 2002, s.171÷176.
- [5] Monieta J., Kołodziejewski Ł.: *O potrzebie uwzględniania niezawodności człowieka w okrętowych systemach antropotechnicznych*. Metody badań przyczyn i skutków uszkodzeń. XXXIII Zimowa Szkoła Niezawodności, Szczyrk 2005, s. 358–366.
- [6] Monieta J., Towiański P.: *Badania zdarzeń niepożądanych systemów antropotechnicznych siłowni okrętowych*. Zeszyty Naukowe Akademii Morskiej w Szczecinie 2006 nr 10, s. 319–328.
- [7] Żółtowski B.: *Podstawy diagnostyki maszyn*. Wyd. ATR Bydgoszcz, Bydgoszcz 1996.



Dr inż. **Jan MONIETA** jest absolwentem Wydziału Maszyn Roboczych i Pojazdów Politechniki Poznańskiej. Pracuje na stanowisku adiunkta w Zakładzie Siłowni Okrętowych Akademii Morskiej w Szczecinie. W pracy naukowej zajmuje się problemami eksploatacji siłowni okrętowych, zwłaszcza silników spalinowych. Jest autorem i współautorem 80 referatów i publikacji.

ZASTOSOWANIE METODY ANALIZY WIDMOWEJ DRGAŃ SKRĘTNYCH WAŁU NAPĘDOWEGO DO IDENTYFIKACJI STANU TECHNICZNEGO ROZPYLACZY PALIWA OKRĘTOWEGO SILNIKA TŁOKOWEGO O ZS

Stanisław BRUSKI

Akademia Marynarki Wojennej, Instytut Podstaw Techniki
ul. Śmidowicza 69; 81-103 Gdynia, sbruski@wp.pl

Streszczenie

W referacie przedstawiono wytypowane wyniki pomiarów drgań skrętnych wału napędowego średnioobrotowego silnika spalinowego typu Sulzer serii AL. Badanie miało na celu sprawdzenie możliwości wykorzystania analizy widmowej drgań skrętnych do diagnozowania stanu technicznego wtryskiwaczy paliwa silnika w eksploatacji w przypadku, gdy nie jest on standardowo wyposażony w zawory indykatorowe. Dla wyodrębnienia przydatnych parametrów diagnostycznych zasymulowano stan niezdatności wtryskiwacza polegający na wyłączeniu z pracy części otworów rozpylacza. Określono metodę oceny stanu technicznego rozpylacza na podstawie zawartości wyższych harmonicznych w widmie drgań skrętnych wału napędowego transmitującego moment obrotowy z silnika na śrubę napędową okrętu.

Słowa kluczowe: wał napędowy, drgania skrętne, analiza widmowa.

SPECTRUM ANALYSIS METHODS OF SHAFTINGS TORSIONAL VIBRATION FOR THE INJECTION FUEL VALVES FAILURES IDENTIFICATION OF THE MARINE DIESELS ENGINES

Summary

In the paper there are described selected results of torsional vibration measurements carried out on propulsion shafts powered by medium-speed, four-stroke, marine engine Sulzer 6AL20/24. The analysis had to check capabilities of diagnosing injection fuel valve failures within the propulsion system by means of torsional vibration analysis. For separation useful diagnostic parameters there was simulated unserviceability state which was relying on stopping up some openings in injection fuel valve.

Keywords: propulsion shaft, torsional vibration, spectrum analysis.

1. WPROWADZENIE

Do napędu większości okrętów będących na wyposażeniu MW RP stosowane są silniki czterosuwowe o zapłonie samoczynnym szybko- lub średnioobrotowe pracujące jako silniki napędu głównego oraz silniki zasilania elektrycznego okrętu.

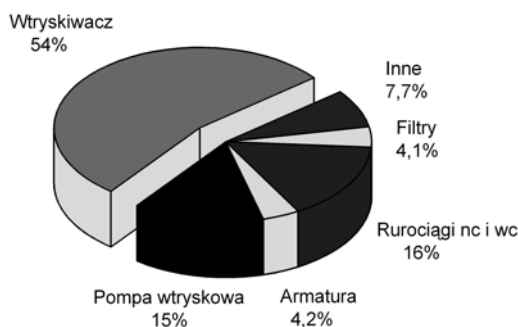
Głównym celem badań aktualnie podejmowanych w Instytucie Konstrukcji i Eksploatacji Okrętów (IKiEO) Akademii Marynarki Wojennej w Gdyni jest dalsze rozwinięcie i udoskonalenie funkcjonującego dotychczas wypróbowanego systemu diagnostycznego o elementy kontroli podstawowych układów konstrukcyjnych silników tłokowych, a w szczególności układu tłokowo-cylindrowego [1]. Systematyczną oceną stanu technicznego elementów komory spalania, realizowaną poprzez analizę przebiegu wartości ciśnienia wewnątrzcyldrowego, poddawane są silniki standardowo wyposażone w zawór indykatorowy. Natomiast silniki nie posiadające

zaworów indykatorowych diagnozowane są na podstawie wyników oglądu wewnętrznego za pomocą endoskopu. Wraz z nowo przejmowanymi okrętami liczba takich silników stale się zwiększa. Przykładem są amerykańskie fregaty typu Oliver Hazard Perry i norweskie okręty podwodne klasy Kobben.

Istotą realizowanych prac badawczych jest m.in. określenie zależności pomiędzy zmianami stanu technicznego układu zasilania silnika paliwem ze szczególnym uwzględnieniem układu wtryskowego oraz jakością dawkowania paliwa, a przebiegiem zmienności momentu obrotowego mierzonego na linii wałów okrętowych.

Z danych eksploatacyjnych dotyczących ponad 40 silników typu AL20/24 i AL25/30, a zebranych w latach 1993-2003 wynotowano ponad dwa tysiące przypadków różnego rodzaju uszkodzeń, w tym ok. 46% uszkodzeń aparatury wtryskowej. Stwierdzono również, iż liczba przypadków uszkodzeń wtryskiwaczy stawia je na pierwszym miejscu pod względem podatności na uszkodzenia (rys. 1) [5, 6].

W procesie eksploatacji silnika okrętowego następuje ciągła degradacja stanu technicznego wtryskiwaczy wywołana szczególnymi warunkami użytkowania, które cechują ciągle i szybkie zmiany obciążenia.



Rys. 1. Procentowe udziały uszkodzeń poszczególnych elementów układu zasilania silnika paliwem

W konsekwencji dochodzi do przekraczania wartości granicznych wartości współczynnika nadmiaru powietrza oraz niecałkowitego i niezupełnego spalania paliwa a cylindrach. Powstające wówczas nagary i laki skutecznie zmniejszają czynne przekroje przepływu paliwa przez otwory rozpylaczy wtryskiwaczy. Na intensywność tworzenia się nagarów na powierzchni rozpylaczy duży wpływ ma długotrwała praca silnika na niskim obciążeniu, która wynika z charakteru zadań, jakie wykonuje okręt wojenny. W rezultacie powstających osadów zmienia się kształt i wielkość strumienia wtryskiwanego paliwa, powstaje niekorzystne zjawisko dotrysków i wypadania zapłonów, a w krańcowym przypadku – całkowitą utratę drożności i wyłączenie cylindra z pracy. Zdarza się, że dochodzi do zjawiska odpadnięcia osadu, co może być przyczyną poważnych uszkodzeń wtórnych, takich jak uszkodzenia zaworu wydechowego, czy też łopatek turbiny turbosprężarki [4]. Eksploatacja uszkodzonych wtryskiwaczy prowadzi również do rozcieńczania paliwem oleju smarowego, co skutkuje nadmiernym zużyciem łożysk i czopów wału korbowego.

Istnieje duże prawdopodobieństwo, że układy napędowe wyposażone w silniki nie posiadające standardowych zaworów indykatorowych będą narażone na szereg uszkodzeń wtórnych będących następstwem braku możliwości zdiagnozowania przebiegu procesów wewnątrzcyldrowych.

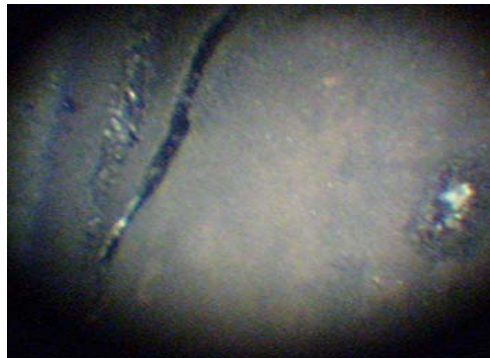
Przykładowe uszkodzenia sprzęgła podatnego typu Vulcan będące konsekwencją nadmiernych drgań skrętnych spowodowanych zaburzeniem procesów wewnątrzcyldrowych prezentuje rys. 2 [6].

Do badań diagnostycznych dokonano wstępnej klasyfikacji stanów technicznych rozpylaczy:

- stan A – rozpylacz sprawny o nominalnej powierzchni czynnej otworów wtryskowych,
- stan B – rozpylacz w stanie częściowej zdadności z dużą ilością nagaru i utratą drożności 2 z 7 otworów wtryskowych, co daje

71,4% nominalnej powierzchni czynnej otworów wtryskowych,

- stan C – rozpylacz niezdatny. Został specjalnie przygotowany do badań porównawczych na stanowisku laboratoryjnym – zaślepiono 50% powierzchni czynnej otworów wtryskowych.



Rys. 2. Pęknięcie elementu podatnego sprzęgła typu Vulcan

2. OBIEKT BADAŃ

Obiektem badania był powszechnie używany w silnikach Sulzer typu AL20/24 rozpylacz typu HCPx330 posiadający 7 otworów wtryskowych o średnicy 0,29 mm i kącie wtrysku równym 159 stopni. Rozpylacze będące w różnych stanach technicznych instalowano we wtryskiwaczu wybranego cylindra czterosuwowego, sześciocyldrowego silnika stanowiskowego 6AL20/24 o kolejności wtrysku paliwa 1-4-2-6-3-5. Moc nominalna silnika wynosi 420 kW przy prędkości nominalnej wału korbowego 750 min⁻¹. Silnik napędza poprzez wał pośredni hamulec wodny Froude'a typu DPY7D.

3. APARATURA POMIAROWA

Do indykowania ciśnienia wewnątrzcyldrowego wykonano specjalny kanał pomiarowy do komory spalania cylindra nr 6, w którym zamontowano światłowodowy czujnik ciśnienia firmy OPTRAND typu C31294-Q o zakresie pomiarowym 0 – 20 MPa i klasie dokładności 1.0 (rys. 3).



Rys. 3. Sposób zamontowania przetworników ciśnienia wewnątrzcyldrowego

Do pomiaru ciśnienia paliwa w przewodzie wysokiego ciśnienia użyto czujnika ciśnienia firmy KISTLER typu 7316B o zakresie pomiarowym 0 – 200 MPa i klasie dokładności 1.5.

Pomiar kąta chwilowego skręcenia wału napędzającego hamulec hydrauliczny zrealizowano za pomocą mostkowego tensometru firmy TENMEX typu TFRx-6 oraz bezprzewodowego systemu transmisji danych firmy PHILIPS.

Do zapisu danych szybkozmiennych zastosowano rejestrator cyfrowy typu SEFRAM 8416c, dający możliwość jednoczesnego pomiaru i automatycznej rejestracji 16 parametrów kontrolnych z częstotliwością próbkowania do 250 kHz.

Wszystkie pomiary zostały wykonane w dziedzinie czasu.

4. PRZEBIEG BADANIA

Celem badań było dokonanie jakościowej i ilościowej oceny wpływu zmian stanu technicznego rozpylacza wtryskiwacza na drgania skrętne linii wału, a dokładniej – na widmo tych drgań.

Realizacja eksperymentu polegała na rejestracji parametrów kontrolnych silnika z zamontowanymi rozpylaczami, będącymi w różnym stanie technicznym. Rozpylacze sprawdzano na stanowisku próbnym mierząc ciśnienie otwarcia i rejestrując obraz wtrysku paliwa dla którego określano pole powierzchni zwilżonej wtrysniętym paliwem. W ten sposób symulowano pracę silnika w warunkach częściowej zdadności technicznej rozpylacza. Zapis parametrów kontrolnych silnika wykonano zmieniając obciążenie od biegu jałowego do stanu przeciążenia silnika momentem obrotowym z krokiem około 1 kNm dla ustalonych prędkości obrotowej wału korbowego silnika. Miało to na celu uzyskanie całego spektrum warunków pracy jak najbardziej zbliżonych do warunków eksploatacyjnych. Jednocześnie z częstotliwością próbkowania 50 kHz dokonywano pomiarów i rejestracji następujących parametrów:

- ciśnienia wewnątrzcyldrowego układu cylindrowego nr 6,
- ciśnienia paliwa w przewodzie wysokiego ciśnienia bezpośrednio przed wtryskiwaczem,
- momentu skręcającego wał napędzający hamulec hydrauliczny.

4.1. Analiza diagnostyczna zarejestrowanych wyników badania silnika

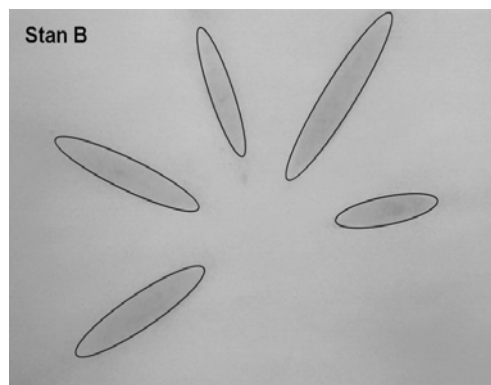
W wyniku przeprowadzonych badań uzyskano przebiegi zmian wartości ciśnienia wewnątrzcyldrowego, ciśnienia w przewodzie wtryskowym oraz wartości momentu obrotowego wału napędowego jako odpowiedź na wprowadzone zakłócenie funkcjonowania silnika – zmianę drożności otworków rozpylających paliwo uzyskaną poprzez wyłączenie z pracy określonej ich liczby.

W celu usunięcia losowych zakłóceń wartości mierzonych parametrów wykonano uśrednianie synchroniczne w dziedzinie kąta obrotu wału korbowego, polegające na utworzeniu z dowolnej liczby kolejnych cykli pracy silnika (cykl dla silnika 4-suwowego obejmuje dwa obroty wału korbowego) jednego przebiegu uśrednionego, stanowiącego podstawę do dalszej obróbki matematycznej.

Skutkiem deformacji przebiegu zmienności wartości ciśnienia wewnątrzcyldrowego jest zmiana sił gazowych (stycznych), co jednoznacznie przekłada się na zmiany wartości momentu wymuszającego drgania skrętne wału napędowego. Z zarejestrowanych przebiegów wynika, że istnieje korelacja pomiędzy drożnością otworów wtryskowych rozpylacza, maksymalnym ciśnieniem wewnątrzcyldrowym spalania.

W wyniku analizy parametrów struktury (min. określenie pola powierzchni zwilżonej – rys. 4) oraz zarejestrowanych wartości parametrów kontrolnych silnika przyjęto następujące definicje stanów technicznych rozpylaczy paliwa:

- **zdatny** – charakteryzujący się polem powierzchni zwilżonej wtryskiwanym paliwem uzyskanym w ściśle określonych warunkach na stanowisku do prób wtryskiwaczy w zakresie od wartości nominalnej 24500 mm² do wartości dopuszczalnej 21000 mm². Wartość dopuszczalna odpowiada



Rys. 4. Obraz wtrysku i określenie pola powierzchni zwilżonej paliwem na ekranie stanowiska do badań wtryskiwaczy dla rozpylacza paliwa w zdefiniowanym stanie technicznym **B**

utracie drożności jednego z siedmiu otworów wtryskowych, co skutkuje:

- o ok. 7% obniżeniem wartości MIP,
- o ok. 50% wzrostem wartości amplitudy podstawowej harmonicznej w widmie drgań skrętnych wału napędowego, co powoduje wzrost wartości obciążenia konstrukcji silnika o charakterze drganiowym oraz zmniejszenie możliwej liczby cykli pracy wynikające z reguł wytrzymałości zmęczeniowej.
- **zdatny częściowo** – charakteryzujący się polem powierzchni zwilżonej wtryskiwanym paliwem w zakresie od wartości dopuszczalnej 21000 mm² do wartości granicznej 17500 mm².

Wartość graniczna odpowiada utracie drożności dwóch z siedmiu otworów wtryskowych,

- niezdatny – charakteryzujący się polem powierzchni zwilżonej wtryskiwanym paliwem w zakresie poniżej wartości granicznej 17500 mm², co odpowiada utracie drożności więcej niż dwóch z siedmiu otworów wtryskowych.

4.2. Analiza widmowa zarejestrowanych przebiegów czasowych

Jak wykazały badania wystarczająca okazała się analiza widmowa sygnału momentu obrotowego wału napędowego wykonana za pomocą szybkiej transformaty Fouriera (FFT). Opracowanie charakterystyk częstotliwościowych z zastosowaniem FFT [1] szeroko przedstawiono w publikacjach [2, 3]. Zarejestrowane przebiegi czasowe zmian momentu obrotowego wału napędowego poddano analizie częstotliwościowej. Dało to możliwość wyznaczenia wartości selektywnego współczynnika zawartości harmonicznym SW_H , zdefiniowanego jako wartość ilorazu:

$$SW_H = H_0 / H_i \quad (1)$$

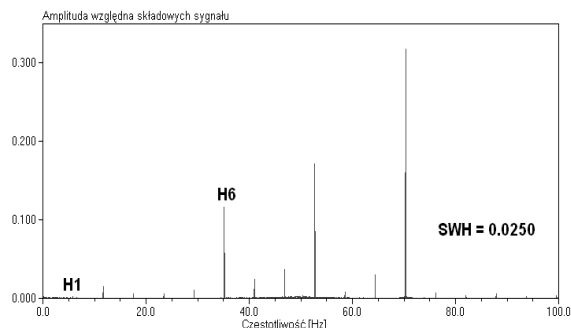
gdzie:

SW_H – selektywny współczynnik zawartości harmonicznym w częstotliwościowym widmie zmienności momentu obrotowego 4-suwowego i -cylindrowego silnika spalinowego,

H_0 – wartość amplitudy częstotliwości podstawowej,

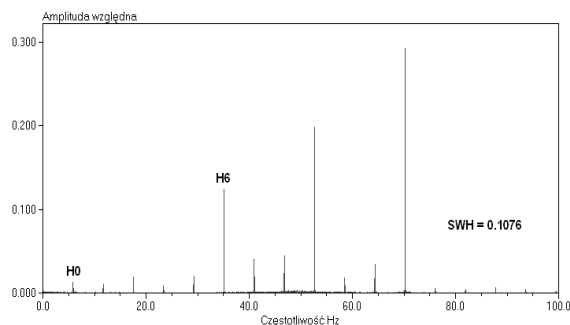
H_i – wartość amplitudy i -tej harmonicznej.

Analiza, której przykładowe rezultaty pokazano na rys. 5 i rys. 6, umożliwia określenie relacji defekt $\rightarrow$ symptom. Dla uzupełnienia obrazu tej relacji zaznaczono prążki odpowiadające pierwszej harmonicznej H_0 , szóstej harmonicznej H_6 oraz podano wartość selektywnego współczynnika zawartości harmonicznym SW_H .



Rys. 5. Przykładowe widmo drgań skrętnych wału napędowego dla będącego w stanie zdadności technicznej rozpylacza paliwa silnika Sulzer 6AL20/2424 dla względnego obciążenia ok. 60% i prędkości obrotowej wału korbowego 700 min⁻¹

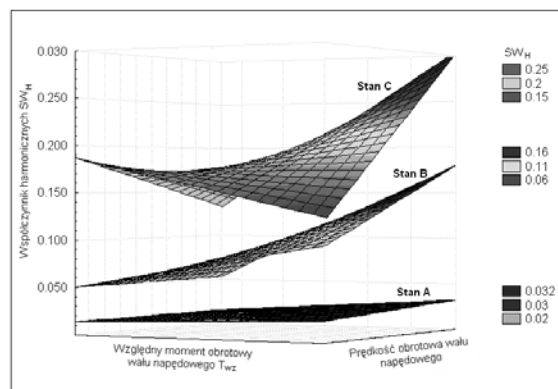
Stwierdzono, że współczynnik SW_H jest funkcją nie tylko stanu technicznego układu zasilania silnika paliwem, ale także funkcją obciążenia silnika i prędkości obrotowej wału korbowego. W związku z powyższym wnioskowanie diagnostyczne na podstawie współczynnika SW_H można by przeprowadzać dokonując pomiarów diagnostycznych w tym samym punkcie charakterystyki silnika, w którym dokonano pomiarów odniesieniowych.



Rys. 6. Przykładowe widmo drgań skrętnych wału napędowego dla będącego w stanie niezdatności technicznej rozpylacza paliwa silnika Sulzer 6AL20/24 dla względnego obciążenia ok. 60% i prędkości obrotowej wału korbowego 700 min⁻¹

W warunkach eksploatacyjnych, szczególnie w przypadku zespołu napędowego ze śrubą stałą, uzyskanie powtarzalnych warunków pomiarowych jest prawie niemożliwe. Niezbędnym okazało się określenie granic stanów technicznych rozpylacza paliwa dla całego spektrum obciążeń i prędkości obrotowej silnika. Dokonano tego wykonując aproksymacje wyznaczonych w pomierzonych punktach wartości współczynnika zawartości harmonicznym SW_H dla stanów technicznych rozpylacza paliwa uznanych jako graniczne (rys. 7).

Wynikiem aproksymacji są dwie formuły określające granice stanów technicznych rozpylacza paliwa:



Rys. 7. Zależność zmienności współczynnika SW_H dla rozpatrywanych technicznych A-C jako funkcji prędkości obrotowej i względnego momentu obrotowego wału napędowego

1. Formuła określająca wartości SW_H odpowiadająca zdadności rozpylacza stanowi:

$$SW_{HZ} < -0,0817 + 0,0003 \cdot n + 0,113 \cdot \frac{T}{T_{nom}} - 0,0003 \cdot n \cdot \frac{T}{T_{nom}} \quad (2)$$

2. Formuła określająca wartości SW_H odpowiadające niezdatności rozpylacza:

$$SW_{HN} > -0,1329 + 0,0005 \cdot n + 0,2122 \cdot \frac{T}{T_{nom}} - 0,00055 \cdot n \cdot \frac{T}{T_{nom}} \quad (3)$$

gdzie:

T – moment obrotowy wału korbowego,

T_{nom} – nominalny moment obrotowy

transmitowany przez wał napędowy,

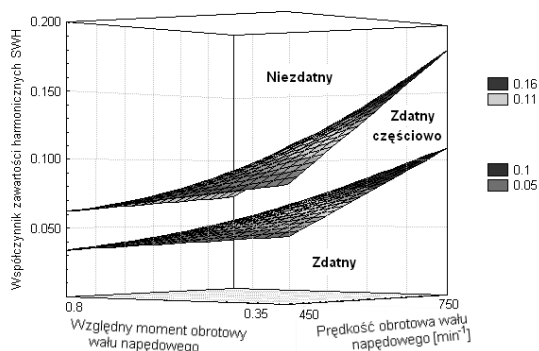
n – prędkość obrotowa wału napędowego

Z dotychczas przeprowadzonych badań wynika, że współczynnik SW_H stanowić może adekwatny parametr diagnostyczny silnika o znacznej informacyjności odnośnie stanu technicznego rozpylacza paliwa.

Uzyskane wartości współczynnika SW_H wyznaczone dla analizowanych stanów technicznych rozpylaczy (Stan A – Stan C) przedstawiono na rys. 7.

Na rys. 8 przedstawiono granice tolerancji eksploatacyjnej dla rozpatrywanych w badaniach stanów technicznych rozpylaczy paliwa.

Z danych liczbowych przedstawionych na rys. 7 i 8 wynika, że zakłócenie funkcjonowania silnika polegające na utracie drożności otworów rozpylacza powoduje zmianę wartości SW_H , przy czym charakter tej zmiany jest taki sam niezależnie od wartości prędkości obrotowej wału korbowego i obciążenia silnika.

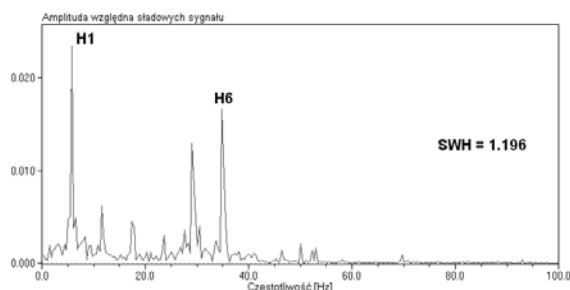


Rys. 8. Granice tolerancji eksploatacyjnej stanów technicznych rozpylaczy paliwa jako funkcja prędkości obrotowej i względnego momentu obrotowego wału napędowego

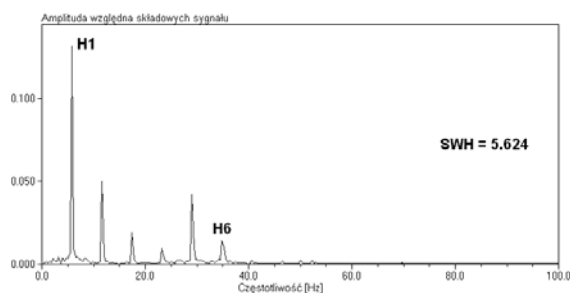
Konstrukcja zespołu napędowego eksploatowanego na jednostce pomocniczej (holowniku) różni się zasadniczo od konstrukcji zespołu laboratoryjnego m.in. zastosowaniem sprzęgła podatnego, mechanicznej przekładni redukcyjnej i śruby napędowej o zmiennym skoku. Rzeczą oczywistą jest, że w wyniku zastosowania opracowanych „narzędzi” diagnostycznych do

przetworzenia zarejestrowanych przebiegów parametrów zespołu napędowego w eksploatacji otrzymano inną przestrzeń parametrów wyjściowych (diagnostycznych), co do ich ilości i wartości. Przyczyną takiego stanu rzeczy jest inny charakter transmisji informacji na drodze defekt → symptom. Analizując wpływ sprzęgła elastycznego i mechanicznej przekładni redukcyjnej na charakter zmienności momentu obrotowego i jego widma można wnioskować, że przebieg wartości momentu obrotowego zawiera wystarczającą ilość informacji do określenia wartości poszczególnych harmonicznych, a w konsekwencji – wartości współczynnika zawartości harmonicznych SW_H .

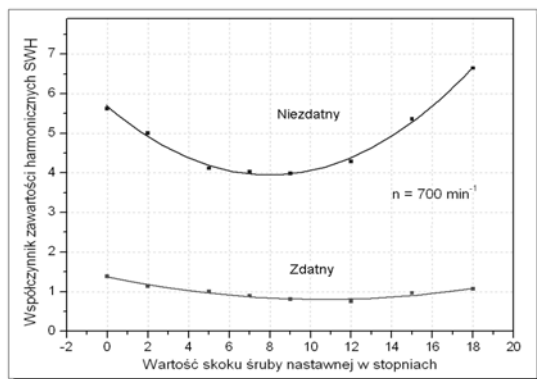
Rezultat analizy widmowej zmienności momentu obrotowego wału napędowego dla dwóch różnych stanów technicznych rozpylacza paliwa i dla takiej samej wartości prędkości obrotowej wału napędowego i wartości nastawy skoku śruby napędowej przedstawia rys. 9, 10 i 11.



Rys. 9. Obiekt rzeczywisty – silnik Sulzer 6AL25/30. Przykładowe widmo drgań skrętnych wału napędowego dla rozpylacza paliwa będącego w stanie zdadności technicznej



Rys. 10. Obiekt rzeczywisty – silnik Sulzer 6AL25/30. Przykładowe widmo drgań skrętnych wału napędowego dla rozpylacza paliwa będącego w stanie niezdatności technicznej



Rys. 11. Wartość współczynnika zawartości harmonicznych SW_H stanów technicznych rozpylacza paliwa jako funkcja wartości nastawy skoku śruby napędowej

Analiza porównawcza zmian SW_H wskazuje, że wartość SW_H dla określonego stanu obciążenia śrubą napędową oraz prędkości obrotowej wału korbowego silnika jest adekwatna do stopnia degradacji stanu technicznego rozpylacza paliwa.

Można stwierdzić, że transmisja informacji o defekcie rozpylacza ulega niewielkim zniekształceniom, które są możliwe do usunięcia metodami cyfrowej „obróbki” sygnału.

5. WNIOSKI

Na podstawie wyników badania eksperymentalnego zmian momentu obrotowego wału transmitującego moment obrotowy od okrętowego czterosuwowego tłokowego silnika spalinowego do hamulca hydraulicznego, w oparciu o analizę widmową zarejestrowanych przebiegów czasowych i częstotliwościowych, dokonano, w sposób pośredni, oceny wpływu stanu technicznego otworów rozpylacza wtryskiwacza paliwa na przebieg procesu spalania w cylindrach.

W przypadku braku możliwości bezpośredniego pomiaru ciśnień wewnątrz cylindrowych (braku zaworów indykatorowych) do oceny stanu technicznego rozpylacza wtryskiwacza autor proponuje stosowanie selektywnego współczynnika zawartości harmonicznych SW_H , stanowiącego adekwatny parametr diagnostyczny silnika.

6. LITERATURA

- [1] Beauchamp K.G.: *Przetwarzanie sygnałów metodami analogowymi i cyfrowymi*. WNT, Warszawa 1978 r.
- [2] Bruski S., Korczewski Z.: *Wyniki badań stanowiskowych wpływu wybranych uszkodzeń eksploatacyjnych układzie paliwowym okrętowego tłokowego silnika spalinowego na widmo drgań skrętnych linii wałów*. Zeszyty Naukowe AMW 2/2003.
- [3] Bruski S., Korczewski Z., Lus T., Łutowicz M.: *Badania energetyczne okrętowych*

zespołów napędowych z tłokowymi silnikami spalinowymi. SYMSO 2002.

- [4] Bruski S., Korczewski Z.: *Metoda diagnozowania uszkodzeń wtryskiwacza OTSS w eksploatacji*” Zeszyty Naukowe Politechniki Gdańskiej nr 65 str.15-20B.
- [5] Instrukcja techniczno-ruchowa silnika okrętowego H. Cegielski-Sulzer typu AL20/24. H. Cegielski - Poznań SA, Poznań 1985 r.
- [6] Sprawozdania z prac badawczo-rozwojowych i badawczo-usługowych dotyczących diagnostyki silników spalinowych eksploatowanych na okrętach MW RP - prace badawcze AMW. Gdynia 1986-2005.



Dr inż. **Stanisław BRUSKI** (1947r.) jest absolwentem Wydziału Budowy Okrętów Politechniki Gdańskiej (1971r.). Obecnie pracuje w Instytucie Podstaw Techniki Akademii Marynarki Wojennej w Gdyni. Specjalizuje się

w szeroko pojętej diagnostyce okrętowych układów napędowych ze szczególnym uwzględnieniem okrętowych tłokowych silników spalinowych. Jest autorem wielu publikacji krajowych i zagranicznych.

KLASYFIKACJA ZBIORÓW SYMPTOMÓW DIAGNOSTYCZNYCH Z WYKORZYSTANIEM METODY DATTOLI

Paweł MIKOŁAJCZAK

Uniwersytet Warmiński – Mazurski w Olsztynie, Wydział Nauk Technicznych,
Katedra Budowy, Eksploatacji Pojazdów i Maszyn, 10-719 Olsztyn ul. Oczapowskiego 11,
tel.: 089-523-48-11, e-mail: pawel.mikolajczak@uwm.edu.pl

Streszczenie

W przypadkach przetwarzania dużej ilości danych staje się ważny problem sprawnego i trafnego wyszukiwania informacji. W pracy przedstawiono wykorzystanie metody Dattoli w automatycznej klasyfikacji informacji. Określono funkcję podobieństwa pomiędzy wektorami symptomów diagnostycznych. Zaproponowano sposób oceny jakości klasyfikacji. Podano przykład klasyfikacji stanów niezdatności układu hydraulicznego kombajnu zbożowego.

Słowa kluczowe: klasyfikacja informacji, funkcja podobieństwa, macierz diagnostyczna.

CLASSIFICATION OF SETS OF DIAGNOSTIC SYMPTOMS BY DATTOLA METHOD

Summary

Efficient and accurate information selection is a major problem while processing huge number of data. The paper describes Dattola method of automatic information classification. The similarity function between vectors of diagnostic symptoms was determined. The method of quality evaluation of classification was proposed. The example of non-operational states classification of the hydraulic system of combine harvester was presented.

Keywords: information selection, similarity function, diagnostic matrix.

1. WPROWADZENIE

W różnych dziedzinach i dyscyplinach naukowych wyszukiwanie i klasyfikacja informacji prowadzi do określenia wartości informacji, a potem do odpowiedniej decyzji. W szczególności można określić wartość informacji ze względu na dane kryterium podejmowania decyzji jako najwyższą cenę, którą warto (w sensie danego kryterium) zapłacić za tę informację [1].

W diagnostycznych systemach ekspertowych (SE) bardzo często trzeba spośród dużej ilości informacji zapisanych w bazie wyszukać szybko te, które dotyczą rozpatrywanego zagadnienia. W aspekcie wyszukiwania najistotniejszymi rodzajami informacji podlegającymi klasyfikacji są:

- słowa (terminy, deskryptory);
- dokumenty stanowiące bazę systemu.

Klasyfikacja słów ma za zadanie grupowanie ich w klasy np.: synonimów, które umożliwiają bardziej precyzyjne porównywanie pytania użytkownika z obiektami opisanymi tymi słowami.

Klasyfikacja obiektów pozwala na zlokalizowanie procesu wyszukiwania do konkretnych podzbiorów, ogranicza to liczbę

zadawanych pytań, a tym samym przyspiesza identyfikację. Dlatego warto stosować metody dla wyszukiwania i klasyfikacji informacji.

W artykule rozpatrzono jedną z metod automatycznej klasyfikacji – metodę Dattoli, przedstawiając przykład jej zastosowania w analizie diagnostycznego modelu układu hydraulicznego kombajnu zbożowego.

2. FUNKCJE ZWIĄZKU MIĘDZY OBIEKTAMI KLASYFIKACJI

W wielu pracach z zakresu automatycznej klasyfikacji wprowadzane są różne funkcje określające związek pomiędzy porównywanymi obiektami, np. funkcja odległości, bliskości lub podobieństwa [2, 3, 4]. W niniejszym artykule przyjęto pojęcie funkcji podobieństwa P . Jeżeli $P(a_1, a_2) > P(a_1, a_3)$, oznacza to, że obiekt a_1 jest bardziej podobny do obiektu a_2 niż do obiektu a_3 . Rozpatrywane obiekty $a_i \in A (i = 1, 2, \dots, m)$ opisywane są wartościami n cech $c_1, c_2, \dots, c_n$, które mogą być jakościowe lub ilościowe. W ten sposób każdy obiekt a_i może być traktowany jako punkt

n -wymiarowej przestrzeni cech $a_i = (a_{i,1}, a_{i,2}, \dots, a_{i,n})$, gdzie $a_{i,j}$ – wartość j -tej cechy obiektu a_i .

W przypadku cech ilościowych $a_{i,j}$ są liczbami rzeczywistymi, skończonymi, zaś dla cech jakościowych $a_{i,j}$ można sprowadzić do przypadku cech ilościowych, wstawiając 1 na miejsce danej cechy gdy jest ona spełniona, w przeciwnym wypadku 0. Możliwe jest również wprowadzenie rang liczbowych dla cech jakościowych ze skończonego podzbioru zbioru liczb naturalnych.

Macierz w postaci:

$$M = \begin{bmatrix} a_{1,1} & a_{1,2} & \cdots & a_{1,j} & \cdots & a_{1,n} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ a_{i,1} & a_{i,2} & \cdots & a_{i,j} & \cdots & a_{i,n} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ a_{m,1} & a_{m,2} & \cdots & a_{m,j} & \cdots & a_{m,n} \end{bmatrix} \quad (1)$$

nazywa się typu *obiekt – cecha*.

Funkcja podobieństwa stosowana w metodzie Dattoli, przyjmuje postać:

$$P(a_i, O_{t,k}) = \sum_{j=1}^n (o_{k,j}^t \cdot a_{i,j}), \quad (2)$$

gdzie: $O_{t,k}$ – profil k -tej klasy w t -tej iteracji,

$o_{k,j}^t$ - element profilu $O_{t,k}$.

$$O_{t,k} = \{ o_{k,j}^t \}, \quad (3)$$

$$o_{k,j}^t = \sum_{i=1}^n (a_{i,k}^t) - b_t, \quad (4)$$

b_t - z góry dana wartość bazowa,

$a_{i,k}^t$ - wartość j -tej cechy obiektu a_i należącego do

k -tej klasy ($k=1,2,\dots,z$) w t -tej iteracji.

3. JAKOŚĆ KLASYFIKACJI

Sformułowanie kryterium oceny jakości metody klasyfikacji zależy od przyjętych parametrów. Takimi parametrami mogą być na przykład: liczba klas, spójność klas, stopień jednorodności obiektów we wewnątrz klasy, minimalizacja entropii zbioru, minimalizacja funkcji ryzyka [3]. W niniejszym artykule przyjęto następujący funkcjonal jako miarę jakości klasyfikacji:

$$\Psi = \frac{1}{m} \sum_{k=1}^z m_k \rho_k, \quad (5)$$

gdzie:

m – liczba wszystkich obiektów,

m_k – liczba obiektów k -tej klasie,

ρ_k – średnia odległość obiektów k -tej klasie do środka klasy,

z – liczba klas.

Zakładając z góry optymalną wartość Ψ_0 funkcjonalu Ψ , jakość klasyfikacji uznaje się za tym wyższą, im wartość funkcjonalu Ψ jest bliższa wartości Ψ_0 .

4. METODA DATTOLI

Metoda Dattoli opiera się na istnieniu centrów danych klas, zwanych też centroidami [2]. Początkowo mogą one być zdefiniowane przez projektanta. Następnie dla każdego wektora, którego elementami są rozpatrywane obiekty obliczana jest funkcja podobieństwa tego wektora do centroida każdej klasy. Wektor ten dołączany jest do klasy, dla której wartość funkcji podobieństwa okazała się wyższa od przejętej wartości progowej. Kolejnym krokiem, po dołączeniu wektora, jest znalezienie nowych centroidów każdej klasy i wartości funkcji podobieństwa do nich dla każdego przechowywanego w systemie profilu użytkownika. Wszystkie wektory zostają przypisane do odpowiednich centroidów. Cały proces powtarzany jest tak długo, aż wszystkie wektory przy kolejnym dołączeniu pozostaną w tej samej klasie, w której znajdowały się poprzednio.

W dalszej części artykułu w miejsce pojęcia **obiektu** używa się termin **stan niezdatności**, zaś dla **cechy** odpowiednikiem jest **symptom diagnostyczny**.

Algorytm klasyfikacji Dattoli.

1. Zakłada się, że zbiór stanów a_i podzielony jest na z klas początkowych: $K_{1,1}, K_{1,2}, \dots, K_{1,z}$ [2].
2. Dla każdej z tych klas zostaje wyznaczony jej profil: $O_{1,1}, O_{1,2}, \dots, O_{1,z}$, zgodnie ze wzorami (3 i 4).
3. Obliczenie wartości funkcji podobieństwa $P(a_i, O_{t,k})$ na podstawie wzoru (2).
4. Przyjęcie wartości progowej T , która podzieli stany na nowe klasy $K_{2,1}, K_{2,2}, \dots, K_{2,z}$, ze względu na wyznaczone wartości $P(a_i, O_{t,k})$.
5. Utworzenie kolejnego przybliżenia klasyfikacji. Niech w wyniku $(t-1)$ -szej iteracji otrzymane będą klasy $K_{t-1,1}, K_{t-1,2}, \dots, K_{t-1,z}$ o profilach $O_{t-1,1}, O_{t-1,2}, \dots, O_{t-1,z}$. Nowe klasy $K_{t,k}$ tworzy się w następujący sposób:

$$K_{t,k} = \{ a_i : P(a_i, O_{t-1,k}) \geq T \}; k = 1, 2, \dots, z. \quad (6)$$

Wszystkie obiekty, które nie znalazły się w żadnej z klas $K_{t,k}$ tworzą zbiór L_t stanów izolowanych.

6. Cała procedura kończy się w przypadku, gdy dla pewnego t i wszystkich $k=1,2,\dots,z$ otrzymuje się te same klasy.
7. Po zakończeniu klasyfikacji obiekty ze stanu L_t są traktowane jako odrębna klasa lub są pojedynczo przypisywane do tych klas, do których są najbardziej podobne.

5. PRZYKŁAD KLASYFIKACJI METODĄ DATTOLI

Do przykładu wykorzystano fragment binarnej macierzy diagnostycznej układu hydraulicznego kombajnu zbożowego Z058 [6]. Zrezygnowano w artykule z rozpatrzenia całości macierzy o wymiarach 74 x 61, ze względów na trudności edytorskie przedstawienia takiego przykładu w artykule kilkustronicowym. W tabeli 1 podano zestawienie rozpatrywanych stanów niezdatności, zaś w tabeli 2 zestawienie symptomów diagnostycznych.

W przedstawionym przykładzie w porównaniu z algorytmem opisanym w rozdziale 4 wprowadzono następujące zmiany:

- zamiast stałego progu T zastosowano próg T_i zmniejszany w każdej iteracji o 1,
- zwiększano wartość b_i o 1 w każdej iteracji, zaczynając od $b_i=0$.

Zastosowane zmiany mają na celu przyspieszenie zakończenia procedury klasyfikacji (zwiększenie dynamiki przepływu stanów między klasami) [2].

Tab. 1. Zestawienie stanów niezdatności

Nr	Nazwa stanu a_i
1	Rozdzielacz 3-sekcyjny-przeciek wewnętrzny.
2	Rozdzielacz 3-sekcyjny-wyciek zewnętrzny.
3	Rozdzielacz 3-sekcyjny-zablokowanie sekcji rozdzielacza.
4	Siłownik-deformacja tłoczyska.
5	Siłownik-przeciek wewnętrzny.
6	Siłownik-wyciek zewnętrzny.
7	Siłownik-zatarcie.
8	Dławik -nadmierny luz dławika w gnieździe.
9	Dławik-brak dławika w danym obwodzie.
10	Dławik-zanieczyszczenie.

Tab. 2. Zestawienie symptomów diagnostycznych

Nr	Nazwa symptomu c_i
1	Działają tylko siłowniki podnoszenia zespołu żniwnego; nagarniacza i siłownik skrzętu kół tylnych.
2	Nie można utrzymać stałej prędkości kombajnu
3	Siłownik układu prędkości jazdy nie daje się przesterować, podczas gdy siłowniki innych układów działają prawidłowo.
4	Siłownik układu prędkości jazdy daje się przesterować na niepełny skok
5	Siłownik układu prędkości jazdy działa tylko w jedną stronę
6	Zbyt krótki lub długi czas wykonywania ruchów roboczych przez siłownik układu prędkości jazdy.
7	Ślady wycieku oleju na siłowniku prędkości jazdy.
8	Brak poprawnego funkcjonowania mechanizmu skrzętu kół (opory, blokowanie).
9	Siłownik układu skrzętu kół nie daje się przesterować, podczas gdy siłowniki innych układów działają prawidłowo.

10	Siłownik układu skrzętu kół daje się przesterować na niepełny skok
11	Ślady wycieku oleju na siłowniku skrzętu kół.
12	Nie można utrzymać stałej prędkości obrotowej nagarniacza.
13	Siłownik układu wysuwania nagarniacza nie daje się przesterować, podczas gdy siłowniki innych układów działają prawidłowo.
14	Siłownik układu wysuwania nagarniacza daje się przesterować na niepełny skok.
15	Siłownik układu wysuwania nagarniacza działa tylko w jedną stronę
16	Zbyt krótki lub długi czas wykonywania ruchów roboczych przez siłownik układu wysuwania nagarniacza.
17	Ślady wycieku oleju na siłowniku układu wysuwania nagarniacza.
18	Siłownik układu podnoszenia nagarniacza nie daje się przesterować, podczas gdy siłowniki innych układów działają prawidłowo.
19	Siłownik układu podnoszenia nagarniacza daje się przesterować na niepełny skok.
20	Zbyt krótki lub długi czas wykonywania ruchów roboczych przez siłownik układu podnoszenia nagarniacza.
21	Siłownik układu podnoszenia zespołu żniwnego nie daje się przesterować, podczas gdy siłowniki innych układów działają prawidłowo.
22	Zbyt krótki lub długi czas wykonywania ruchów roboczych przez siłownik układu podnoszenia zespołu żniwnego.
23	Ślady wycieku oleju na siłowniku układu podnoszenia zespołu żniwnego.
24	Podnoszenie zespołu żniwnego odbywa się ze zwolnioną prędkością.
25	W momencie nagłego zatrzymania opuszczanego zespołu żniwnego występują wstrząsy kombajnu.
26	Siłownik układu przenośnika pochylego nie daje się przesterować, podczas gdy siłowniki innych układów działają prawidłowo.
27	Siłownik układu przenośnika pochylego daje się przesterować na niepełny skok.
28	Siłownik układu przenośnika pochylego działa w jedną stronę.
29	Zbyt krótki lub długi czas wykonywania ruchów roboczych przez siłownik układu przenośnika pochylego.
30	Ślady wycieku oleju na siłowniku układu przenośnika pochylego.
31	Dźwignia sekcji rozdzielacza 3-sekcyjnego nie powraca samoczynnie do położenia neutralnego.
32	Siłownik układu rozładunku ziarna nie daje się przesterować, podczas gdy siłowniki innych układów działają prawidłowo.
33	Siłownik układu rozładunku ziarna daje się przesterować na niepełny skok.
34	Zbyt krótki lub długi czas wykonywania ruchów roboczych przez siłownik układu rozładunku ziarna.
35	Ślady wycieku oleju na siłowniku układu rozładunku ziarna.

Tabela 3 zawiera diagnostyczny model macierzowy analizowanych stanów niezdatności układu hydraulicznego.

Tab. 3. Macierz diagnostyczna

	Stany niezdatności									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	1	1								
2	1	1	1		1	1				
3	1	1	1		1	1	1			
4				1	1	1				
5	1				1					
6	1					1	1	1		1
7				1		1				
8				1	1	1				
9				1	1	1				
10				1	1	1				
11				1		1				
12	1	1	1			1				
13	1		1		1	1				
14				1	1	1				
15	1				1					
16	1	1			1			1	1	1
17				1		1				
18						1				1
19						1	1			
20								1		1
21				1		1				
22										1
23				1		1				
24						1				1
25										1
26			1	1	1	1				
27				1	1	1				
28	1				1					
29	1	1								1
30				1		1				
31			1							
32	1		1	1	1	1				
33				1	1	1				
34	1	1							1	1
35				1		1				

Przebieg klasyfikacji stanów:

Krok 1. Arbitralny podział zbioru $A=\{a_1, a_2, \dots, a_{10}\}$ na dwie klasy: $K_{1,1}=\{a_1, \dots, a_5\}$ oraz $K_{1,2}=\{a_6, \dots, a_{10}\}$.

Krok 2. Przyjmując $b_I=0$ obliczono profile $O_{1,2}$ i $O_{1,2}$ klas $K_{1,1}$ i $K_{1,2}$, zgodnie ze wzorami (3 i 4).

$O_{1,2}=(2, 4, 4, 2, 2, 1, 1, 2, 2, 2, 1, 3, 3, 2, 2, 3, 1, 0, 0, 0, 1, 0, 1, 0, 0, 3, 2, 2, 2, 1, 1, 4, 2, 2, 1)$;

$O_{1,2}=(0, 1, 2, 1, 0, 4, 1, 1, 1, 1, 1, 1, 1, 0, 3, 1, 2, 2, 2, 1, 1, 1, 2, 1, 1, 1, 0, 1, 1, 0, 1, 1, 2, 1)$.

Następnie, na podstawie definicji (2) obliczono wartości funkcji podobieństwa dla poszczególnych stanów niezdatności i profili (tabela 4).

Tab. 4. Współczynniki podobieństwa stanów i profili (dla kroku 2)

i	$P(a_i, O_{1,1})$	$P(a_i, O_{1,2})$
1	34	16
2	20	10
3	22	7
4	28	16
5	41	16
6	43	31
7	5	8
8	4	9
9	5	5
10	8	18

Przyjmując $T_{I=1}=10$ (dobór wartości $T_{I=1}$ jest dowolny, jednak powinien w rozsądny sposób dzielić stany ze względu na obliczone wartości funkcji podobieństwa) oraz stosując warunek (6) otrzymano dwie klasy stanów niezdatności: $K_{2,1}=\{a_1, a_2, a_3, a_4, a_5, a_6\}$ i $K_{2,2}=\{a_1, a_2, a_4, a_5, a_6, a_{10}\}$.

Pozostałe stany należą do zbioru izolowanego $L_{12}=\{a_7, a_8, a_9\}$.

Krok 3. Przyjmując $b=1$ obliczono profile dla nowych klas:

$O_{2,1}=(1, 4, 4, 2, 1, 1, 1, 2, 2, 2, 1, 3, 3, 2, 1, 2, 1, 0, 0, 0, 1, 0, 1, 0, 0, 3, 2, 1, 1, 1, 0, 4, 2, 1, 1)$;

$O_{2,2}=(1, 3, 3, 2, 1, 2, 1, 2, 2, 2, 1, 2, 2, 2, 1, 3, 1, 1, 0, 0, 1, 0, 1, 1, 0, 2, 2, 1, 2, 1, 0, 3, 2, 2, 1)$.

Wartości funkcji podobieństwa dla drugiej iteracji podano w tabeli 5.

Tab. 5. Współczynniki podobieństwa stanów i profili (dla kroku 3)

i	$P(a_i, O_{2,1})$	$P(a_i, O_{2,2})$
1	27	26
2	16	16
3	21	15
4	28	26
5	37	33
6	43	40
7	5	5
8	3	5
9	3	5
10	5	11

Przyjmując $T_{t=2}=9$ otrzymano następujące klasy stanów niezdatności:

$$K_{3,1}=\{a_1, a_2, a_3, a_4, a_5, a_6\},$$

$$K_{3,2}=\{a_1, a_2, a_3, a_4, a_5, a_6, a_{10}\}$$

oraz zbiór izolowany $L_{t3}=\{a_7, a_8, a_9\}$

Krok 4. Po dwóch iteracjach można wyróżnić już dwie charakterystyczne klasy: $K^*_1=\{a_1, a_2, a_3, a_4, a_5, a_6\}$ oraz klasę utworzą ze zbioru stanów izolowanych $K^*_2=\{a_7, a_8, a_9\}$. Pozostaje problem z przydziałem stanu a_{10} . Przyjmując $b_3=2$ i realizując trzecią iterację otrzymano wartości funkcji podobieństwa przedstawione w tabeli 6.

Tab. 6. Współczynniki podobieństwa stanów i profili (dla kroku 4)

i	$P(a_i, O_{2,1})$	$P(a_i, O_{2,2})$
1	14	18
2	9	12
3	15	15
4	12	12
5	21	22
6	22	22
7	3	3
8	1	2
9	1	3
10	1	3

Zgodnie z przyjętym założeniem zmiany wartości T w każdej iteracji (tym razem na $T_{t=3}=8$) otrzymuje się dwie równoważne klasy $K_{4,1}=K_{4,2}=\{a_1, a_2, a_3, a_4, a_5, a_6\}$ oraz klasę $L_{t4}=\{a_7, a_8, a_9\}$. Kolejne iteracje dają ten sam wynik wobec tego, zgodnie z punktem 6 algorytmu, procedurę klasyfikacji należy więc uznać za zakończoną.

Ocenę jakości klasyfikacji dokonano za pomocą funkcjonu opisanego wzorem (5). Dla rozpatrywanego przykładu dane wynoszą:

$$z = 2,$$

$$m = 10, m_1 = 6, m_2 = 4,$$

$$\rho_1 = 3,83, \rho_2 = 0,25 \text{ obliczone na podstawie wzoru:}$$

$$\rho_k = \frac{1}{m_k} \sum_{i=1}^{m_k} |P_{i,k} - Me_k|, \text{ gdzie: } P_{i,k} - \text{wartości}$$

funkcji podobieństwa i -tych stanów w k -tej klasie, Me_k – wartość mediany w k -tej klasie, wobec tego:

$$\Psi = \frac{1}{10} (6 \cdot 3,83 + 4 \cdot 0,25) = 2,4.$$

Przyjmując wartość $\Psi_0=3$, która dodana do największej wartości $P_{i,2}$ i odjęta od najmniejszej wartości $P_{i,1}$ nie powoduje połączenia się zbiorów wartości funkcji podobieństwa rozpatrywanych dwóch klas stanów, jakość klasyfikacji należy uznać za zadowalającą.

6. WNIOSKI

1. Przedstawiona metoda automatycznej klasyfikacji Dattoli okazała się przydatna do sklasyfikowania stanów niezdatności zawartych w macierzowym modelu diagnostycznym.
2. Wykorzystanie metody automatycznej klasyfikacji ma sens tylko w przypadkach przetwarzania dużej ilości informacji np.: przy budowaniu algorytmu wnioskowania w diagnostycznych systemach ekspertowych, na podstawie złożonych modeli diagnostycznych.
3. Uporządkowanie w grupy podobnych stanów niezdatności ze względu na ich symptomy może posłużyć do zoptymalizowania zadawanych pytań w systemie ekspertowym. Przyczynia się to do skrócenia czasu identyfikacji tych stanów.
4. Potwierdzeniem zadowalającej jakości klasyfikacji, wyznaczonej w oparciu o funkcjonal Ψ , może być analiza merytoryczna macierzy diagnostycznej przedstawionej w tabeli 3. Widać z niej, że bardzo podobne są symptomy diagnostyczne dla niezdatności od a_1 do a_6 oraz dla grupy od a_7 do a_8 . Największą trudność stanowiło sklasyfikowanie stanu a_{10} , którego symptomy częściowo występują zarówno w pierwszej jak i drugiej grupie stanów.
5. Pewnym utrudnieniem w opisanej metodzie klasyfikacji jest przyjęcie odpowiedniej wartości T . Wymaga to doświadczenia projektanta procedury klasyfikacji.
6. Z uwagi na zauważalny wpływ początkowego podziału zbioru stanów niezdatności na ostateczną ich klasyfikację dobrze jest zrezygnować z losowego podziału początkowego na rzecz dowolnej szybkiej metody klasyfikacji np. analizy merytorycznej.
7. Wprowadzenie zmiennego progu T_i w każdej iteracji przyspiesza przepływ obiektów między klasami. Dla przedstawionego przykładu zastosowanie stałego T powoduje, że uzyskanie tych samych, dwóch klas symptomów było możliwe dopiero po pięciu krokach iteracyjnych, a nie po trzech.

LITERATURA

- [1] Partyka M. A., *Logika systemów projektowania na przykładzie CAD układów maszynowych*, St. i Monogr. Nr 105, Politechnika Opolska, Opole 1999.
- [2] Dąbrowski M., Laus-Maczyńska K. *Metody wyszukiwania i klasyfikacji informacji*. Wydawnictwo Naukowo – Techniczne, Warszawa 1978.
- [3] Paliouras G., Papatheodorou C., Karkaletsis V., Spyropoulos CD. *Clustering the Users of Large Web Sites into Communities*. In Proceedings Intern. Conf. on Machine Learning (ICML), Stanford, California 2000.
- [4] Datola R. T. *Experiment with Fast Algorithm for Automativ Classification*. Report No. ISR-16, Sectionn XIII, 1969.
- [5] Dąbkowski M.: *Modele systemów wyszukiwania informacji*. Prace Instytutu Organizacji i Kierowania PAN. z. 16, seria B, Warszawa 1975.
- [6] Rychlik A.: *Wykorzystanie hybrydowego systemu ekspertowego w diagnostyce wybranych maszyn samochodnych*. Rozprawa doktorska, Politechnika Warszawska, Płock 2005.

Praca wykonana w ramach projektu badawczego, zamawianego nr PBZ-KBN-105/T10/2003, finansowanego ze środków Ministra Nauki i Informatyzacji.

Dr inż. **Paweł MIKOŁAJCZAK** pracuje na stanowisku adiunkta w Katedrze Budowy, Eksploatacji Pojazdów i Maszyn Wydziału Nauk Technicznych UWM



w Olsztynie. Od wielu lat zajmuje się diagnostyką wibroakustyczną, systemami informatycznymi w utrzymaniu maszyn jest autorem wielu artykułów i ekspertyz z tego zakresu. Członek PTDT, redaktor „Diagnostyki”.

AMPLITUDOWO-FAZOWA APROKSYMACJA SYGNAŁÓW POMIAROWYCH

Jacek PIĄTKOWSKI

Instytut Informatyki Teoretycznej i Stosowanej Politechniki Częstochowskiej
Ul. Dąbrowskiego 73, 42-200 Częstochowa, fax (34) 325 05 89, e-mail: jacekp@icis.pcz.pl

Streszczenie

W wielu przypadkach obserwacji zjawisk, w tym zwłaszcza dynamicznych, dysponujemy danymi pozyskanymi ze zdecydowanie różną rozdzielczością - np. w dziedzinie czasu i przestrzeni. W procesie przetwarzania i analizy takich danych często wykorzystywane są różnego rodzaju metody interpolacji lub/i aproksymacji. W szczególności jednak sposób należy traktować zbiory cech, których wartości zmieniają się w sposób amplitudowo-fazowy. Brak właściwej interpretacji przesunięć fazowych przy przetwarzaniu sygnałów pomiarowych może prowadzić do istotnego zniekształcenia obrazu analizowanego procesu.

W niniejszym artykule zaprezentowano algorytm amplitudowo-fazowej aproksymacji sygnałów pomiarowych wykorzystywanej do tworzenia trójwymiarowych obrazów drgań względnych wału maszyny wirnikowej w nieustalonych warunkach jej pracy.

Słowa kluczowe: diagnostyka maszyn, drgania, identyfikacja postaci drgań wałów, aproksymacja danych.

PHASE-AMPLITUDE APPROXIMATION OF MEASURING SIGNALS

Summary

In many cases of phenomena observation (especially dynamical phenomena) we have data acquired with different resolutions - for example in time and space domain. For processing and computing of these data a different solutions of interpolation and/or approximation are often used. Data having phase-amplitude nature should be treated in a special way of data processing. The lack of proper interpretation of phase translations in many cases can result in obtaining the significant distortions of analysed process pattern.

In this paper the algorithm of phase-amplitude approximation has been presented. This algorithm is used for creating the three dimensions patterns of rotating machine shaft vibrations, in transient state of machine work.

Keywords: machine diagnostic, vibrations, identification of shaft vibrations shape, data approximation.

1. WSTĘP

W procesie eksploatacyjnym maszyn, w tym zwłaszcza maszyn krytycznych, szczególnie ważną rolę odgrywa prawidłowa identyfikacja i ocena aktualnego stanu technicznego monitorowanych obiektów. Możliwość śledzenia i klasyfikowania bieżących wartości cech diagnostycznych będących wskaźnikami stanu technicznego pozwala na podejmowanie decyzji o sposobie eksploatacji danego urządzenia. Skuteczna i odpowiednio wczesna identyfikacja symptomów towarzyszących pojawiającym się nieprawidłowościom w działaniu maszyn pozwala też na zdecydowaną poprawę bezpieczeństwa i obniżenie kosztów ich eksploatacji jak również często pozwala zapobiegać groźnym w skutkach awariom. Do oceny stanu technicznego maszyn wykorzystywane mogą być cechy pomiarowe szeregu różnych procesów takich jak cieplne, elektryczne, tribologiczne, jednakże w przypadku większości konstrukcji zawierających

elementy wirujące jakościowo najlepszymi wskaźnikami stanu są parametry drganiowe [1].

Zastosowanie w diagnostyce maszyn pomiarów drgań względnych jak i bezwzględnych daje możliwość bezinwazyjnej oceny zarówno ogólnego stanu technicznego monitorowanych obiektów jak i poszczególnych ich podzespołów. Sygnały wibroakustyczne mają bowiem bezpośredni związek z charakterystycznymi dla tych maszyn częstościami obrotowymi wału, kół zębatych, wirników itp. Tak więc np. pomiar drgań bezwzględnych, poza ogólną oceną stanu technicznego maszyn, pozwala też identyfikować nieprawidłowości działania poszczególnych ich podzespołów spowodowane np. niewyważeniem wirników, uszkodzeniem łożysk, uszkodzeniem zębów przekładni zębatych czy też rozosiowaniem sprzęgieł. Analiza różnych cech sygnałów drgań względnych (mierzonych np. jako przemieszczenie wału względem nieruchomej panwi łożyskowej) umożliwia m.in. identyfikację nieprawidłowości pracy łożysk hydrokinetycznych,

wygięcia, pęknięcia czy złego osiowania wałów, niewyważenia czy też przycierania wirników.

Sygnały drganiowe, będące nośnikiem informacji zarówno o warunkach pracy jak i stanie technicznym maszyn są przetwarzane w celu uzyskania określonych miar charakteryzujących dany sygnał. Najogólniej, sygnały te mogą być analizowane w dziedzinie czasu [2, 3], w dziedzinie częstotliwości [1, 4, 5], czy też w przestrzeni czasowo-częstotliwościowej [6, 7, 8].

Wybór liczby i rodzaju cech wykorzystywanych do identyfikacji stanu technicznego urządzenia zależy zwykle od jego konstrukcji i przeznaczenia, warunków technicznych i możliwości montażu przetworników oraz układów pomiarowych. W najprostszym przypadku oceniana może być jedna cecha np. wartość skuteczna prędkości, przyspieszenia czy też przemieszczenia drgań, poziom emisji akustycznej czy też ilość impulsów uderzeniowych [2]. W większości jednak zaawansowanych systemów czy układów diagnostycznych rejestrowane sygnały drganiowe są przetwarzane w celu wyznaczania wielu miar stanowiących zbiór cech $\mathbf{x}$

$$\mathbf{x} = [x_1, x_2, \dots, x_n]^T \in \mathbf{X} \quad (1.1)$$

reprezentujących nadzorowane obiekty w przestrzeni zwanej przestrzenią cech ($\mathbf{X}$) [9, 10].

Wykorzystywane cechy muszą być oczywiście tak dobierane, by na podstawie ich wartości (podzbiorów wartości cech) istniała możliwość jednoznacznego stwierdzenia przynależności stanu urządzenia do określonej klasy stanów technicznych.

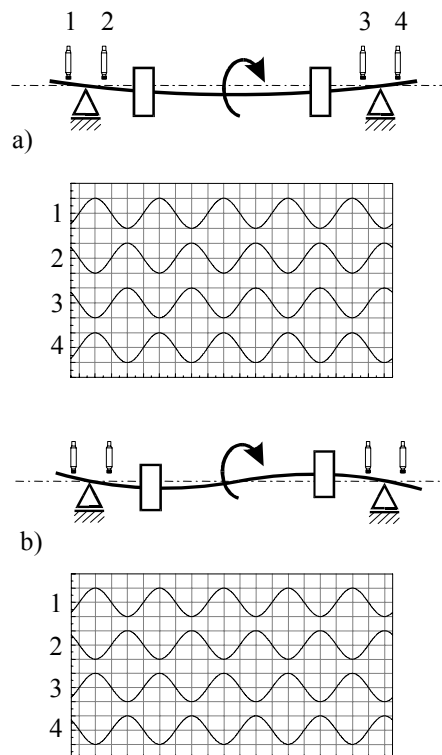
Bardzo często jednak ze względów ekonomicznych jak również i technicznych nie można pozyskać odpowiedniego zbioru cech. Zawsze istnieją bowiem ograniczenia co do miejsc i liczby montowanych przetworników. W takim przypadku można powiedzieć, że dysponuje się fragmentami obrazu badanego procesu, na podstawie których dokonywana będzie próba jego klasyfikacji. Czasami jednak postępowanie takie może prowadzić do otrzymania błędnych wyników.

W procesie przetwarzania sygnałów pomiarowych często wykorzystywane są różnego rodzaju metody interpolacji lub/i aproksymacji uzyskiwanych wyników w celu estymacji brakujących wartości, które nie mogą być wyznaczone bezpośrednio. W szczególności jednak sposób należy traktować zbiory cech, których wartości zmieniają się w sposób amplitudowo-fazowy. Przykładem zjawiska dostarczającego tego typu danych pomiarowych są drgania giętne wałów maszyn wirnikowych.

Jednoczesna ocena wartości amplitudy drgań względnych oraz fazy względnej tych drgań pozwala na identyfikowanie postaci drgań wału tzw. modów drgań.

Na rys. 1 przedstawione zostały przykładowe przebiegi czasowe sygnałów rejestrowanych (czterema przetwornikami przemieszczenia drgań) dla najczęściej występujących dwóch pierwszych

modów drgań wału. Przy założeniu doskonale sztywnych podpór łożyskowych w punktach podparcia wału występują węzły drgań.



Rys. 1. Przebiegi czasowe sygnałów drgań względnych charakterystyczne dla pierwszego (a) i drugiego (b) modu drgań

Jak widać przetworniki montowane po przeciwnych stronach podpory łożyskowej rejestrują sygnały przesunięte w fazie o 180° . Dla I modu drgań (rys. 1.a) obserwuje się zgodność fazową pomiędzy sygnałami rejestrowanymi w punktach 1 i 4 oraz 2 i 3. Odmierna sytuacja występuje dla II modu drgań (rys. 1.b), gdzie sygnały 1 i 4 oraz 2 i 3 są w przeciwfazie [11].

Oczywiście w modelowym przypadku przedstawionym na rys. 1 nie występuje jakakolwiek nie-jednoznaczność czy też trudność w interpretacji cech reprezentujących badany proces.

W przypadku jednak rzeczywistych obiektów technicznych nie zawsze można dysponować tak przejrzystymi wynikami pomiarów. Często też nie istotny jest sam fakt zidentyfikowania i sklasyfikowania wyraźnej formy obrazu zarejestrowanego w ustalonych warunkach pracy urządzenia.

Dla większości złożonych obiektów technicznych np. turbogeneratorów, identyfikacja zmiany ich stanu technicznego możliwa jest w wyniku oceny charakterystyk wybiegowych czy też rozbiegowych t.j. charakterystyk (obrazów) rejestrowanych w trakcie nieustalonych stanów pracy obiektu. Dokonywane jest wówczas porównanie bieżącego obrazu (tworzonego przez określoną przestrzeń wybranych cech) z analogicznym obrazem

sporządzonym wcześniej, kiedy to stan maszyny uznawany był za prawidłowy. Zidentyfikowane odstępstwa analizowanego obrazu od jego wzorca świadczą o zaistniałej zmianie stanu technicznego.

W niniejszej pracy przedstawiono wyniki zastosowania (opracowanej przez autora) metody amplitudowo-fazowej aproksymacji sygnałów do tworzenia trójwymiarowych obrazów drgań względnych wału maszyny wirnikowej.

2. AKWIZYCJA DANYCH POMIAROWYCH

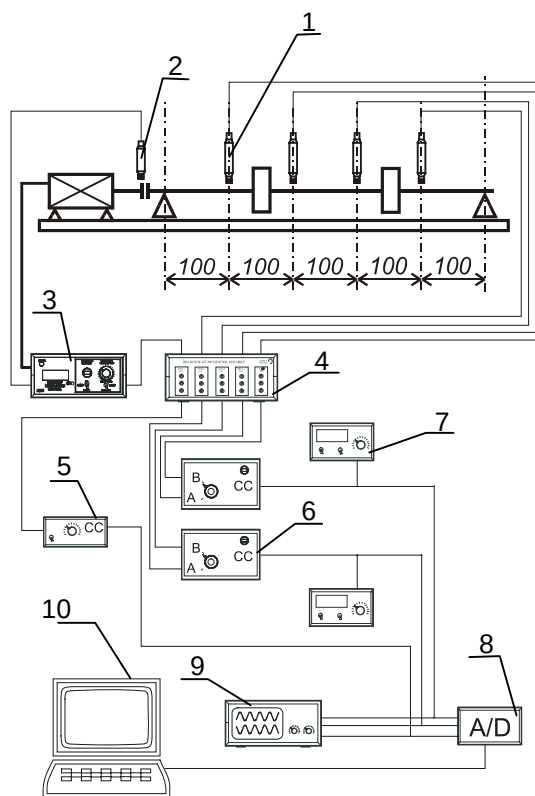
Do testowania, omawianego w pracy, algorytmu aproksymacji amplitudowo-fazowej wykorzystane zostały dane eksperymentalne pochodzące z modelu maszyny wirnikowej, z Laboratorium Diagnostyki Maszyn Instytutu Maszyn Ciepłych Politechniki Częstochowskiej.

W trakcie eksperymentu, za pomocą wiroprowadowych przetworników drgań¹ [12] względnych, rejestrowano cztery sygnały przemieszczenia drgań wału maszyny oraz sygnał znacznika fazy. Akwizycję danych realizowano przy zmieniających kolejno prędkościach obrotowych wirnika – w zakresie od 500 do 8000 obr/min, z przyrostem prędkości 100 obr/min.

Na rys. 2 przedstawiono schemat zastosowanego układu pomiarowego.

Przetworniki drgań (1) (patrz rys. 2) umieszczone były pionowo w czterech równoodległych płaszczyznach pomiarowych usytuowanych pomiędzy dwoma podporami łożyskowymi (odległymi od siebie o 500 mm).

Rejestrowane sygnały napięciowe (o wartościach chwilowych proporcjonalnych do wartości przemieszczenia drgań) przetwarzano analogowo za pomocą układów kondycjonowania sygnału (6). Wykonywano filtrację dolnoprzepustową ($f_N = 800$ Hz) oraz zmianę wartości składowej stałej i odpowiednie² wzmocnienie sygnału – celem dostosowania napięcia do zakresu napięcia wejściowego³ 12-bitowego przetwornika analogowo-cyfrowego. Spróbkowane sygnały drganiowe rejestrowano w pamięci dyskowej komputera.



Rys. 2. Schemat układu pomiarowego zainstalowanego na modelu maszyny wirnikowej

1. przetworniki drgań względnych wału,
2. przetwornik znacznika fazy
3. układ sterowania prędkością obrotową silnika modelu,
4. układ zasilania przetworników drgań,
5. układ zmiany wartości składowej stałej sygnału znacznika fazy,
6. układ kondycjonowania sygnału (wzmacniacz sygnału, filtr dolnoprzepustowy, filtr górnoprzepustowy, zmiana wartości składowej stałej)
7. woltomierz
8. przetwornik analogowo-cyfrowy
9. oscyloskop
10. komputer rejestrujący próbkowane sygnały

3. OCENA MOŻLIWOŚCI WIZUALIZACJI I ANALIZY DANYCH POMIAROWYCH

W rezultacie zrealizowanego eksperymentu uzyskano bazę danych w postaci 152 plików zawierających szeregi czasowe spróbkowanych sygnałów pomiarowych. Każdy z tych plików zawiera przebiegi dwóch sygnałów drganiowych (z dwóch sąsiednich przetworników) oraz przebieg sygnału znacznika fazy – pozwalającego na późniejsze odtwarzanie zarówno względnej jak i bezwzględnej fazy zarejestrowanych drgań.

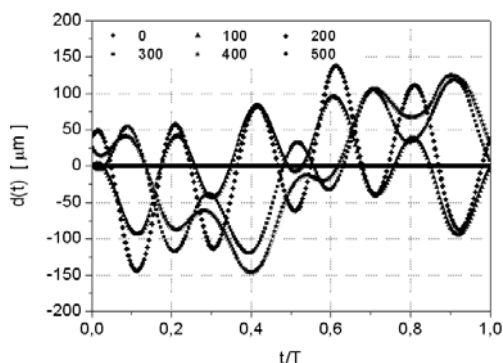
Przykładowe przebiegi czasowe sygnałów zamieszczono na rys. 3. Znajdujące się na tym

¹ Przetworniki wraz układem zasilania firmy BENTLY NEVADA.

² Wartości wzmocnień były dobierane w sposób pozwalający na optymalne wykorzystanie dynamiki przetwornika.

³ 0 ÷ 10V

rysunku wykresy przedstawiają zmiany wartości amplitudy przemieszczenia drgań (d) w funkcji czasu (t) przypadające na jeden obrót wału – o okresie (T).



Rys. 3. Przebiegi czasowe drgań względnych wału zarejestrowane przy prędkości 500obr/min

Jak łatwo zauważyć dominującymi składowymi analizowanych drgań są dwie pierwsze harmoniczne. Sygnały pochodzące z przetworników A i B są w przeciwfazie do sygnałów z przetworników C i D. Biorąc pod uwagę konstrukcję maszyny, z której pochodzą dane pomiarowe łatwo można stwierdzić (obecna przy prędkości 500 obr/min) drugą postać drgań giętnych wału podobną do przedstawionej na rys. 1.b.

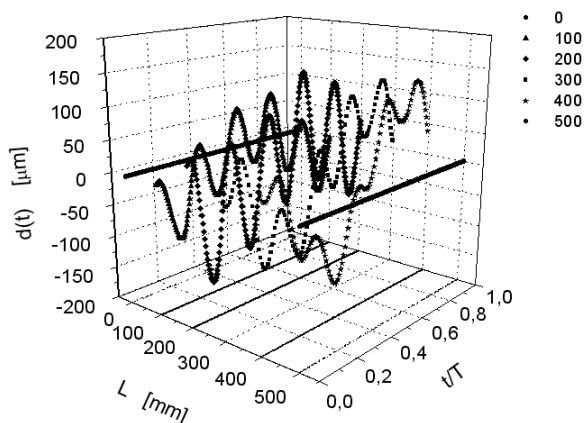
Prezentacja danych pomiarowych w postaci wykresów jak na rys. 3. (jakkolwiek dalej prosta w interpretacji – przynajmniej w przypadku badanego modelu maszyny) nie daje możliwości przestrzennej oceny ugięć wału. Nawet w przypadku analizowanych danych (z nieskomplikowanego modelu maszyny) z wykresów takich trudno jest np. ocenić asymetrię wygięcia wału. Jak zatem interpretować dane pochodzące z rzeczywistego obiektu np. turbogeneratora, którego wał posiada różne średnice, a odległości pomiędzy punktami pomiarowymi nie są jednakowe?

Zastosowanie bezpośredniej prezentacji przebiegów drgań w trójwymiarowym układzie współrzędnych (jak na rys. 4) nie przynosi oczekiwanych efektów. Stworzony w ten sposób obraz analizowanego procesu drganiowego utrudnia, a wręcz uniemożliwia poprawną interpretację danych pomiarowych. Ograniczona ilość punktów pomiarowych liczba przebiegów czasowych drgań uniemożliwia bezpośrednie wykonanie wykresu warstwicowego. Dysponujemy bowiem danymi pozyskanymi ze zdecydowanie różną rozdzielczością w dziedzinie czasu i przestrzeni. W omawianym przypadku jest to 6 wartości wektora przestrzeni i 512 wektora czasu.

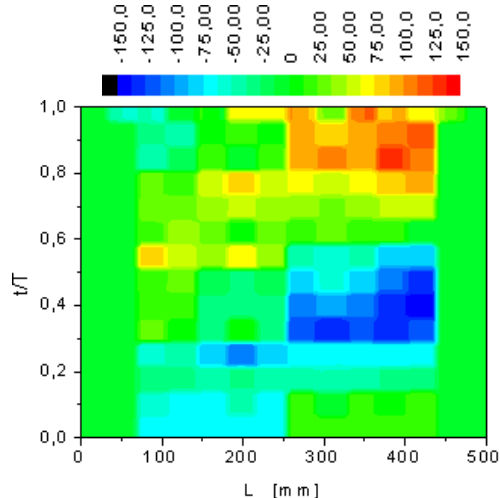
Zastosowanie aproksymacji czy też interpolacji danych metodami nie uwzględniającymi obecności przesunięć fazowych pomiędzy przetwarzanymi sygnałami zniekształca obraz analizowanego

procesu, czego przykładem są wykresy warstwicowe przedstawione na rys. 5, 6 oraz 7. Wykresy te sporządzono na podstawie tego samego zbioru danych co w przypadku rys.3 i 4, z wykorzystaniem metod aproksymacyjnych programu OriginPro7.

W pierwszym przypadku zastosowano metodę korelacyjną uzyskując obraz przedstawiony na rys. 5.



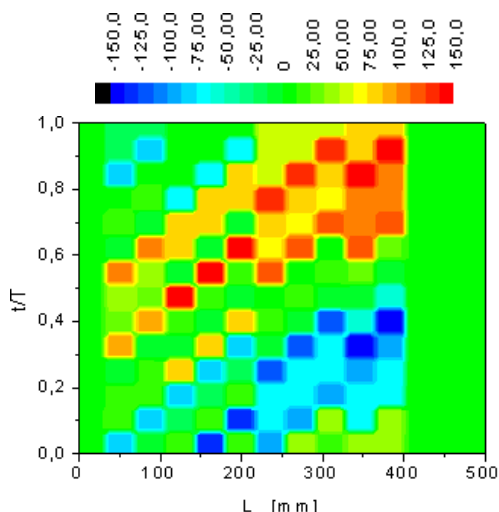
Rys. 4. Przebiegi drgań względnych wału zarejestrowane przy prędkości 500obr/min



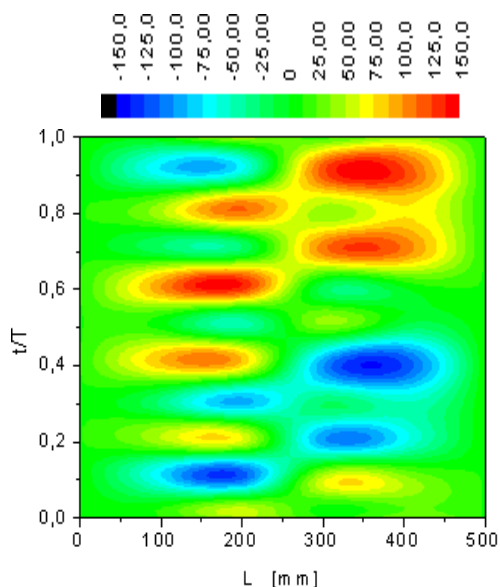
Rys. 5. Warstwicowy obraz drgań względnych wału. Dane aproksymowane metodą korelacyjną

Wykres ten, jakkolwiek daje pogląd na ogólny stan drganiowy badanego obiektu, bowiem można w przybliżeniu określić kierunki ugięcia wału oraz stwierdzić asymetrię tych ugięć, praktycznie nie nadaje się do identyfikacji zmian stanu technicznego urządzenia.

W wyniku przetwarzania danych wejściowych praktycznie wyeliminowane zostały składowe sygnałów o częstotliwościach wyższych niż 1 harmoniczna (1X).



Rys. 6. Warstwiczny obraz drgań względnego wału.
Dane aproksymowane metodą średnich ważonych



Rys. 7. Warstwiczny obraz drgań względnego wału. Dane aproksymowane metodą Renka-Cline

Podobnie zły efekt uzyskano przy zastosowaniu aproksymacji metodą średnich ważonych (patrz rys. 6). Również i w tym przypadku obraz badanego procesu jest bardzo mało precyzyjny i praktycznie pozbawiony informacji niesionych przez składowe sygnału o częstotliwościach wyższych od 1X.

Stosunkowo najlepszy wynik uzyskano stosując metodę Renka-Cline – rys. 7 choć i w tym przypadku stworzony obraz ma raczej charakter poglądowy.

4. AMPLITUDOWO-FAZOWA APROKSYMACJA SYGNAŁÓW

Jak już wcześniej wspomniano zbyt duże dysproporcje pomiędzy liczbą elementów określających wektory analizowanej przestrzeni cech uniemożliwiały bezpośrednie tworzenie wykresów warstwicznych obrazujących poziom drgań względnego wału. Brak właściwej interpretacji przesunięć fazowych przy przetwarzaniu sygnałów pomiarowych prowadził z kolei do istotnego zniekształcenia obrazu analizowanego procesu.

Wykorzystanie jednak informacji o przesunięciach fazowych pomiędzy sygnałami z sąsiadujących płaszczyzn pomiarowych pozwala przyjąć założenie możliwości stosowania amplitudowo-fazowej aproksymacji danych.

Przedstawiona w pracy metoda bazuje na założeniach, że:

- wejściowe szeregi danych są reprezentacją procesu mającego charakter okresowy i są próbkowane synchronicznie;
- istnieje możliwość wyznaczenia funkcji korelacji pomiędzy sąsiadującymi ze sobą szeregami czasowymi danych pomiarowych.

Algorytm opisany poniżej zakłada dodatkowo, że zarówno amplituda jak i faza pomiędzy sąsiadującymi ze sobą szeregami czasowymi danych zmienia się w sposób liniowy. Ogólnie jednak algorytm ten można byłoby dostosować do użycia w nim innych funkcji aproksymujących czy też interpolujących zmiany amplitudy i fazy.

4.1. Algorytm aproksymacji amplitudowo-fazowej

1. Na podstawie przebiegów czasowych $x_{li}(t)$ oraz $x_{li+1}(t)$ pochodzących z sąsiadujących ze sobą punktów pomiarowych obliczana jest funkcja kowariancji:

$$\hat{c}_k = \frac{1}{N} \sum_{t=1}^{N-k} (x_{li,t} - \bar{x}_l)(x_{li+1,t+k} - \bar{x}_{li+1}) \quad (4.1)$$

gdzie :

N – ilość próbek przetwarzanych szeregów czasowych,

k – dystans korelacyjny ($k = 0, 1, 2, \dots, K$ przy czym $K \leq N/4$).

l_i – i -ta współrzędna przestrzenna

2. Odnajdywana jest maksymalna wartość funkcji $\hat{c}_k$;

dystans korelacyjny k , przy którym $\hat{c}_k$ osiąga wartość maksymalną jest interpretowany jako kąt przesunięcia fazowego pomiędzy rozpatrywanymi sygnałami pomiarowymi (jako faza względna – przyjmująca wartości $0 \div \pm\pi$).

3. Dokonywane jest przesunięcie sygnału $x_{li+1,t}$ o wartość kąta fazowego k wg. zależności:

$$x'_{li+1,t} = x_{li+1,t-k} \quad (4.2)$$

przy czym k przyjmuje wartości $0 \div \pm lp/2$, gdzie lp jest liczbą próbek przypadającą na 1 okres składowej podstawowej sygnału.

4. Na podstawie odpowiadających sobie wartości $x_{l_i,t}$ oraz $x'_{l_{i+1},t}$ obliczane są wartości $x_{\lambda_j,t}^j$

$$x_{\lambda_j,t}^j = g(\lambda_j) \quad (4.3)$$

gdzie:

λ_j - jest j -tą współrzędną z przedziału pomiędzy l_i oraz l_{i+1} ,

$g(\lambda_j)$ - funkcja aproksymująca, której współczynniki obliczono w oparciu o wartości $x_{l_i,t}$ oraz $x'_{l_{i+1},t}$.

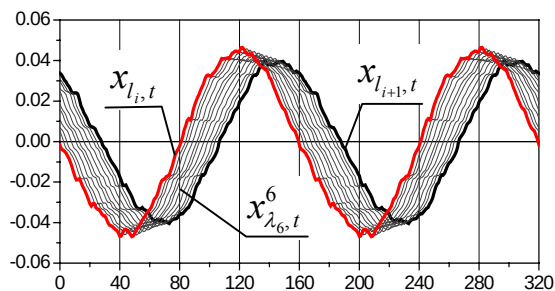
5. Dla kolejnych (j) szeregów czasowych, których wartości obliczono w punkcie 4 dokonywane jest przesunięcie fazowe o kąt

$$\xi = \frac{k(l_{i+1} - l_i)}{\lambda_j - l_i} \quad (4.4)$$

wg zależności:

$$x_{\lambda_j,t}^{'j} = x_{\lambda_j,t+\xi}^j \quad (4.5)$$

Na rys. 8 przedstawiono przykładowe przebiegi czasowe sygnałów pomiarowych, ilustrujące algorytm aproksymacji amplitudowo-fazowej.

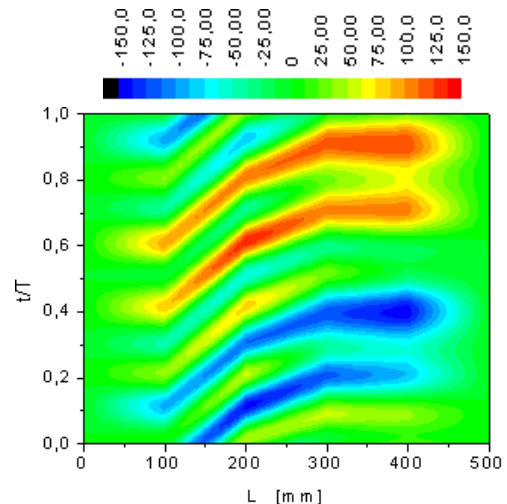


Rys. 8. Ilustracja algorytmu amplitudowo-fazowej aproksymacji sygnałów

Przebiegi czasowe oznaczone symbolami $x_{l_i,t}$ oraz $x_{l_{i+1},t}$ są wynikiem próbkowania danych pomiarowych. Jak widać są one przesunięte względem siebie o kąt wynoszący około $3/8\pi$. Bazując zatem na założeniu liniowej zmiany amplitudy oraz fazy pomiędzy przebiegami pochodzącymi z sąsiednich punktów pomiarowych możliwe jest wygenerowanie praktycznie dowolnej

liczby przebiegów dla współrzędnych pośrednich. Na rys. 8. przebiegi czasowe wygenerowane za pomocą omawianego algorytmu zaznaczono cieńszymi liniami.

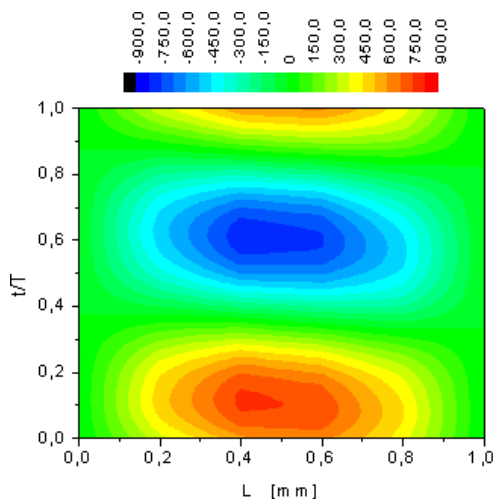
Zastosowanie omówionego powyżej algorytmu do aproksymacji danych pomiarowych pozwoliło osiągnąć zdecydowaną poprawę jakości wykresów warstwicznych odzwierciedlających stan analizowanego procesu drganiowego. Przykłady tworzonych w ten sposób obrazów przedstawiono na rys. 9, 10 oraz 11.



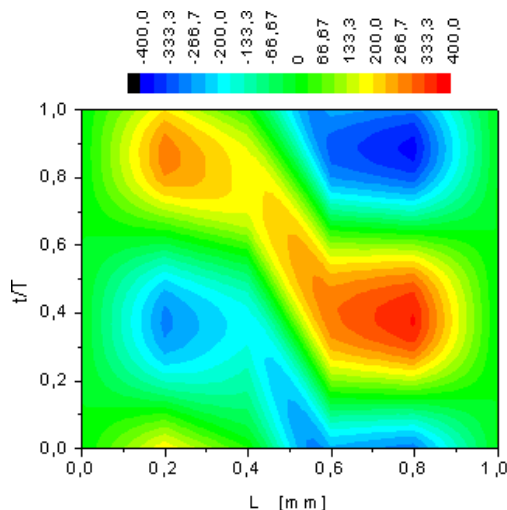
Rys. 9. Obraz drgań względnych wału przy prędkości 500 obr/min

Rys. 9 przedstawia stan drganiowy wału przy prędkości wynoszącej 500 obr/min. Jest on więc stworzony na podstawie tego samego zestawu danych pomiarowych co w przypadku rys. 3 do 7. Widać na nim wyraźną dominację dwóch pierwszych harmonicznych drgań oraz asymetrię ugięcia wału. Widzimy dalej, że wraz ze wzrostem odległości od sprzęgła wyraźnie wzrasta opóźnienie fazowe drgań rejestrowanych w poszczególnych punktach pomiarowych, a w przeciwfazie do sygnału z przetwornika A są sygnały z przetworników C i D.

Rys. 10 obrazuje stan drganiowy wału przy prędkości wynoszącej 2400 obr/min, który jak widać jest zupełnie inny niż omawiany poprzednio. Amplituda drgań, w których obecna jest praktycznie tylko składowa podstawowa, jest prawie sześć razy większa. Sygnały ze wszystkich punktów pomiarowych praktycznie posiadają zgodność fazową (widoczne jest nieznacznie, że sygnały z punktów C i D wyprzedzają sygnały z punktów B i A). Bez problemu identyfikujemy rezonansowy charakter obecnych drgań, przy obecności pierwszego modu drgań (patrz rys. 1.a).



Rys. 10. Obraz drgań względnych wału przy prędkości 2400 obr/min



Rys. 11. Obraz drgań względnych wału przy prędkości 5700 obr/min

Rys. 11 przedstawia natomiast drgania wału przy prędkości 5700 obr/min, w takcie tzw. przejścia przez rezonans. Podobnie jak przy 2400 obr/min także i w tym przypadku dominującą jest pierwsza harmoniczna drgań, przy czym amplitudy są o połowę mniejsze. Bez problemu zidentyfikować można drugi mod drań, z charakterystycznym przesunięciem fazowym wynoszącym 180° .

W przeciwieństwie jednak do stanu drganiowego wału występującego przy prędkości 500 obr/min tym razem sygnały z punktów C i D wyprzedzają sygnały rejestrowane w punktach A i B.

6. PODSUMOWANIE

Wyniki uzyskane w takcie badań pozwalają stwierdzić, że testowana metoda okazuje się być skutecznym narzędziem aproksymacji zbiorów cech pomiarowych, których wartości zmieniają się

w sposób amplitudowo-fazowy. Pomimo, wynoszącej dwa rzędy wielkości, różnicy pomiędzy liczbą danych pozyskanych w dziedzinie czasu i przestrzeni zastosowanie aproksymacji amplitudowo-fazowej pozwoliło skutecznie zniwelować te dysproporcje, co w efekcie dało możliwość tworzenia trójwymiarowych obrazów stanu analizowanego procesu.

Zastosowanie do oceny stanu drganiowego wału wykresów warstwicznych pozwala z kolei na zwiększenie możliwości identyfikacji zmian stanu technicznego monitorowanego obiektu. Bez problemu bowiem można na tego typu wykresach nanosić np. obszary akceptowalności zarówno amplitudy jak i fazy drgań. Przez dołożenie do analizowanej przestrzeni cech czwartego wymiaru, którym jest czas, mamy możliwość identyfikacji zmian stanu technicznego zarówno w ustalonych jak i niestalonych warunkach jego pracy.

LITERATURA

- [1] MITCHELL J. S., *Introduction to Machinery Analysis and Monitoring*, Pennwell Books, Tulsa, Oklahoma 1993.
- [2] TANDON N., CHOUDHURY A., *A review of vibration and acoustic measurement methods for the detection of defects in rolling element bearings*, Tribology International 32, str. 469-470, 1999.
- [3] R. B. W. HENG, AND M. J. M., *Statistical Analysis of Sound and Vibration Signals for Monitoring Rolling Element Bearing Condition*. Applied Acoustics 53, str. 211-226, 1998.
- [4] MIETTEN J., and ANDERSON P., *Acoustic emission of bearings lubricated with contaminated grease*, Tribology International 33, str. 777-787, 2000.
- [5] EISEMMANN R., EISEMMANN R., *Machinery malfunction diagnosis and correction*, Hewlett Packard Company, 1998.
- [6] MUSZYNSKA A. *Multimode Whirl and Whip in Rotor/Bearing Systems, Dynamics of Rotating Machinery*, Proceedings of the Second International Symposium on Transport Phenomena, Dynamics, and Design of Rotating Machinery, v.2, str. 269-283, Hemisphere Publishing Corporation, Honolulu, Hawaii 1988.
- [7] WYSOGLĄD B., *Przykłady zastosowania transformaty falkowej do analizy sygnałów drgań łożysk tocznych*, Proceedings of 2nd International Conference Congress of Technical Diagnostics, 2000.
- [8] NIKOLAOU N. and ANTONIADIS I., *Demodulation of rolling element bearing vibration signals using the continuous Wavelet transform*, Proceedings of 4th International Conference Acoustical and Vibratory Surveillance Methods and Diagnostic Techniques, str. 635-643, 2001.

- [9] TADEUSIEWICZ R., LASIŃSKI M., *Rozpoznawanie obrazów*, PWN, Warszawa,
- [10] KURZYŃSKI M., *Rozpoznawanie obrazów. Metody statystyczne*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1997.
- [11] PIĄTKOWSKI J., *Pomiar względnej i bezwzględnej fazy drgań*, Laboratorium z Diagnostyki Technicznej Maszyn, praca zbiorowa pod redakcją W. Elsnera, Politechnika Częstochowska, Częstochowa 2001.
- [12] ELSNER W., PIĄTKOWSKI J., *Instrukcja obsługi układu Rotor-Kit oraz systemu ADRE*, opracowanie wewn. Instytut Maszyn Ciepłych. PCz. 2001.



Dr inż. **Jacek
PIĄTKOWSKI**
Instytut Informatyki
Teoretycznej i Stosowanej,
Politechniki Częstochowskiej
ul. Dąbrowskiego 73
42-200 Częstochowa,
e-mail: jacekp@icis.pcz.pl

POMIARY CHARAKTERYSTYK SZUMOWYCH JAKO NARZĘDZIE DIAGNOSTYCZNE DETEKTORÓW UV

Joanna ĆWIRKO, Robert ĆWIRKO

Instytut Systemów Elektronicznych, Wydział Elektroniki Wojskowej Akademii Technicznej
00-908 Warszawa, ul. Kaliskiego 2, fax. (0 22) 683 91 25, jcwirko@wel.wat.edu.pl, rcwirko@wel.wat.edu.pl

Streszczenie

W artykule przedstawiono zastosowanie analizy niskoczęstotliwościowych charakterystyk szumowych do diagnostyki detektorów UV. Ze względu na zakres widmowy detektory UV są wykonywane z materiałów o szerokiej przerwie zabronionej, głównie z GaN, AlN, SiC. Detektory UV są głównie stosowane w automatyce przemysłowej, robotyce, medycynie, systemach ochrony środowiska i technologiach militarnych. Charakterystyki szumowe detektorów były mierzone w szerokim zakresie temperatury (80 K – 350 K) oraz w funkcji napięcia polaryzacji. Analiza charakterystyk szumowych umożliwia wybranie optymalnego punktu pracy detektora ze względu na stosunek sygnału użytecznego do szumu oraz pozwala prognozować jego niezawodność.

Słowa kluczowe: detektor UV, GaN, AlGaIn, szumy niskoczęstotliwościowe.

NOISE CHARACTERISTIC MEASUREMENT AS A TOOL FOR UV DETECTORS DIAGNOSTIC

Summary

The work is aimed on analyze the low frequency noise characteristics of UV detectors. UV detectors are manufactured from wide band gap materials as GaN, AlGaIn, SiC. The most important fields of UV detectors applications are industrial automation, robotics, space technology, medicine, military technology and solar ultraviolet measurements. The noise characteristics of UV detectors were measurement in wide temperature range (from 80 K to 350 K) and as function of polarization. The investigation results should be allowed to optimize the UV detection system providing maximal value of signal-to-noise ratio, selection of the optimal working point and estimate reliability of detectors UV.

Keywords: detektor UV, GaN, AlGaIn, low-frequency noise.

1. WSTĘP

Promieniowanie ultrafioletowe (UV) jest to promieniowanie elektromagnetyczne o częstotliwościach pomiędzy zakresem światła widzialnego a promieniowaniem rentgenowskim, co odpowiada długości fali od 390 nm do około 100 nm. Ze względu na oddziaływanie biologiczne stosuje się podział na UV-A (315 nm – 400 nm), UV-B (280 nm – 315 nm), UV-C (200 nm – 280 nm). Wyodrębnia się też zakres VUV (40 nm – 200 nm) od Vacuum -UV.

W aplikacjach przemysłowych UV wykorzystuje się zakres pomiędzy 200 nm - 400 nm.

Detektory UV znajdują zastosowanie w takich aplikacjach jak czujniki ognia, systemy sterylizacji UV, systemy dozowania, systemy analityczne (spektrofotometry). Detektory UV znajdują zastosowanie w systemach ochrony środowiska. Przykładowo, związki olejów i smarów mają w zakresie UV o wiele większy współczynnik odbicia niż woda co pozwala na uzyskanie silnego sygnału z detektora UV będącego czujnikiem w automatycznej stacji monitoringu. Detektory UV

znajdują także wielostronne zastosowanie w systemach analitycznych, gdzie umożliwiają identyfikację i analizę substancji organicznych [1]. Detektory UV znalazły też zastosowanie w bezinwazyjnym pomiarze hemoglobiny, cytochromów i beta-carotenu, w farmakologii do określania koncentracji bakterii w procesach fermentacji, w gemologii do pomiarów absorpcji światła przez diamenty i inne kamienie szlachetne, w optyce do pomiarów widmowych.

Podstawową grupę detektorów UV stanowią detektory półprzewodnikowe. Przy konstrukcji półprzewodnikowych detektorów UV jednym z najważniejszych problemów jest zapewnianie odpowiedniej czułości detektora, co sprowadza się do zapewnienia największego stosunku sygnału użytecznego do szumu [2]. Ze względu na zakres widmowy detektory UV są wykonywane z materiałów o szerokiej przerwie zabronionej, głównie z GaN, AlN, SiC [3]. O właściwościach tych materiałów w dużym stopniu decydują głębokie centra defektowe [4]. Istnienie głębokich centrów defektowych powoduje fluktuacje koncentracji swobodnych nośników ładunku w czasie, co jest

jednym ze znaczących źródeł szumu generacyjno-rekombinacyjnego [5]. W przypadku braku głębokich centrów defektowych w materiale półprzewodnikowym, charakterystyka jego szumu niskoczęstotliwościowego jest na ogół zbliżona do przebiegu charakterystyki szumu $1/f$ [6]. Na podstawie stopnia zdefektowania materiału detektora można prognozować jego niezawodność.

Pomiar charakterystyk szumowych pozwala określić w jakich zakresach częstotliwości detektor charakteryzuje się nieakceptowalnym poziomem szumów, jak zmienia się charakterystyka detektora w funkcji temperatury oraz prognozować jego niezawodność w oparciu o stopień zdefektowania materiału.

2. POMIARY

Pomiary charakterystyk szumowych detektorów UV były przeprowadzone przy pomocy systemu pomiarowego, który umożliwia:

- wykonywanie pomiarów małosygnałowych napięć i prądów (nV i pA) od DC do 100 kHz;
- realizację pomiarów w funkcji temperatury w zakresie temperatury od 77 K do 360 K z rozdzielczością 0,5 K;
- stosowanie różnych konfiguracji pomiarowych (rezystancja badanych detektorów może zawierać się w zakresie od kilkunastu k Ω do setek M Ω);
- minimalizację zakłóceń pochodzenia piezo lub tryboelektrycznego oraz zakłóceń elektromagnetycznych.

System pomiarowy składa się z kriostatu azotowego, modułu wstępnego wzmocnienia sygnału pomiarowego, modułu przyrządów specjalizowanych i oprogramowania. Jako czujnik temperatury stosuje się kalibrowaną diodę krzemową typu D współpracującą z regulatorem temperatury LCT 60 realizującym algorytm PID. Ponieważ badana próbka może być mocowana na stoliku operacyjnym w różnorodny sposób, różne też mogą być rezystancje termiczne pomiędzy stolikiem operacyjnym a próbką i różne gradienty temperatury między nimi. Dlatego też dla odczytu, z jak najmniejszym błędem, temperatury próbki stosuje się drugi czujnik temperatury (także diodę typu D) mocowany w bezpośredniej bliskości próbki. Dane z tego czujnika są wykorzystywane w obliczeniach matematycznych.

System pomiarowy umożliwia pomiary i charakteryzację detektorów UV jak również próbek materiałów półprzewodnikowych o szerokiej przerwie zabronionej.

Możliwe są pomiary w dwóch konfiguracjach - pomiar prądowy i napięciowy w zależności od rezystywności badanych detektorów. W przypadku pomiarów napięciowych próbek materiałów półprzewodnikowych możliwy jest pomiar symetryczny i niesymetryczny dwu- i cztero końcówkowy.

Moduł wstępnego wzmocnienia sygnału pomiarowego składa się, w przypadku pomiarów

prądowych, z szerokopasmowego, niskoszumowego wzmacniacza prądowego model 428 firmy Keithley lub szerokopasmowego, niskoszumowego wzmacniacza prądowego model 570 firmy Stanford. Przy pomiarach napięciowych sygnał mierzony jest wstępnie wzmocniany w szerokopasmowym, niskoszumowym wzmacniaczu napięciowym model 560 firmy Stanford lub dodatkowo w przedwzmacniaczach 550 oraz 552 firmy Stanford.

Sygnał pomiarowy jest następnie podawany na wejście analizatora sygnałowego FFT model 3665 firmy Hewlett-Packard. Sygnały pomiarowe między przyrządami przesyłane są specjalnymi kablami niskoszumowymi z buforowym wkładem grafitowym. Dla minimalizacji zakłóceń zewnętrznych system pomiarowy jest umieszczony w wielkogabarytowej klatce ekranowanej o wymiarach 2 x 4 x 2 metry. Zdjęcie systemu pomiarowego przedstawiono na rys. 1.



Rys. 1. Zdjęcie systemu pomiarowego

Pomiary charakterystyk szumowych są długotrwałe (kilkadziesiąt godzin), dlatego też cały proces sterowania pomiarem i akwizycji danych jest całkowicie zautomatyzowany. Większość przyrządów pomiarowych i urządzeń technologicznych jest połączona z komputerem PC magistralą GPIB. Program sterujący został napisany w środowisku *TestPoint*, który zapewnia realizację zadań w czasie rzeczywistym. W głównym oknie programu deklaruje się następujące parametry: wartość temperatury od której zaczyna się cykl pomiarowy, wartość temperatury na której kończy się cykl pomiarowy, zmiana temperatury między kolejnymi pomiarami. Ponadto wyświetlane są orientacyjne graficzne zobrazowania wyników

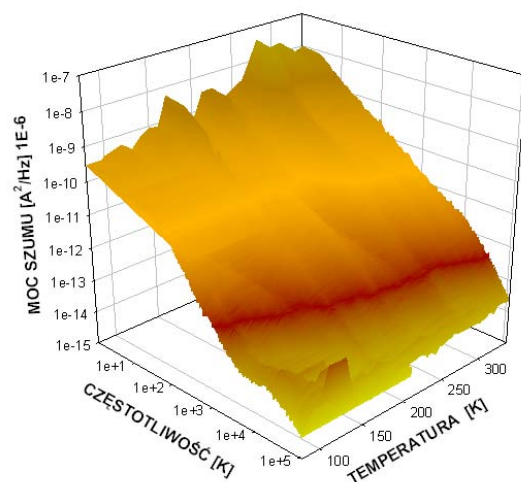
pomiarów oraz stany technologiczne systemu, jak np. włączenie/wyłączenie pompy azotowej kriostatu.

Możliwe jest zdalne sterowanie pracą systemu z dowolnego komputera dołączonego do Internetu lub sieci telefonicznej. Zdalne sterowanie realizowane jest przy użyciu programu PC ANYWARE.

3. WYNIKI POMIARÓW

Tylko detektory UV z AlGaIn są detektorami tzw. „solar blind”, tzn. detektorami nie wymagającymi stosowania dodatkowych filtrów optycznych dla uniknięcia wpływu promieniowania widzialnego na ich pracę. Ze względu na swoją charakterystykę optyczną są grupą detektorów o najlepszych perspektywach rozwoju, ale ze względu na materiał – AlGaIn należy oczekiwać dużego wpływu szumów związanych z istnieniem głębokich centrów defektowych w przerwie zabronionej. Podstawowy cykl badania detektora UV polegał na zarejestrowaniu charakterystyk szumowych dla różnych wartości temperatury i różnych polaryzacji. Określana była widmowa gęstość mocy szumu niskoczęstotliwościowego. Typowa charakteryzacja badanego detektora polega na wyznaczeniu widmo-

Detektor 7 (polaryzacja - 0,6V)

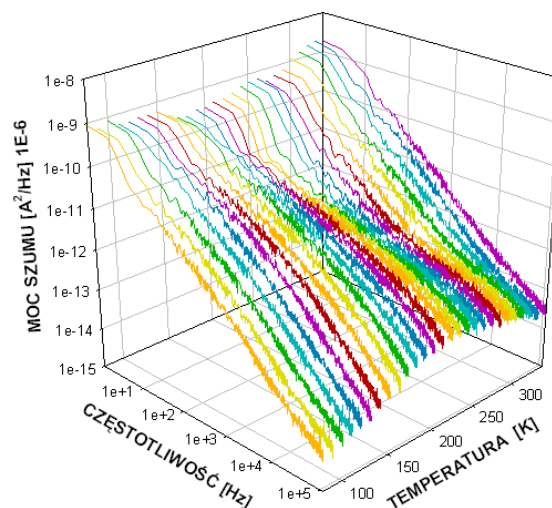


Rys. 2. Widmowa gęstość mocy szumu fotodetektora nr 7 z AlGaIn przy polaryzacji -0,6 V

wej gęstości mocy szumu w 2000 punktach pomiarowych w zakresie częstotliwości 1 Hz – 102 kHz (rys. 2). Pomiary były wykonywane w zakresie temperatury 80 K – 350 K z krokiem co 1 K. Interpretacja zjawisk zachodzących w detektorach na podstawie przedstawionego powyżej zobrazowania przestrzennego jest zadaniem trudnym i głównym celem takiego zobrazowania jest określenie obszarów, które będą podlegać dalszej analizie. Dalsze informacje mogą być uzyskane po przedstawieniu wyników pomiarów w uproszczonej postaci przestrzennej, w sposób przedstawiony na rysunkach 3, 4 i 5. dla fotodiod nr 8, 7 i 2. W tym

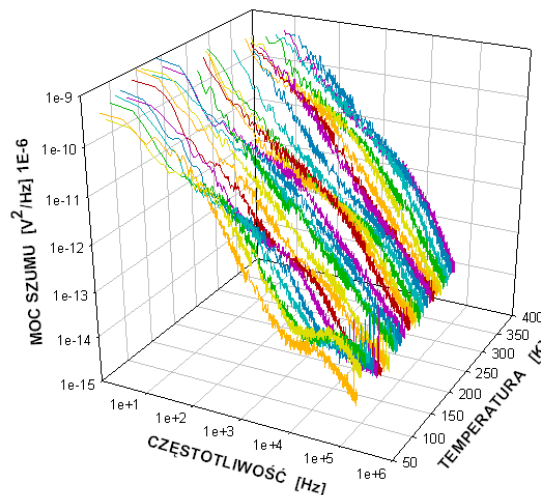
przypadku zostały zobrazowane wybrane wyniki pomiarów, dla kolejnych temperatur różniących się o 10 K, tzn. 80 K, 90 K aż do 350 K. Im większe odchylenie zmierzonej charakterystyki szumowej detektora od przebiegu charakterystyki szumu $1/f$, tym większa jest koncentracja głębokich centrów defektowych w materiale.

Detektor 8 (polaryzacja -1 V)



Rys. 3. Wybrane charakterystyki szumowe fotodetektora nr 8 przy polaryzacji -1 V

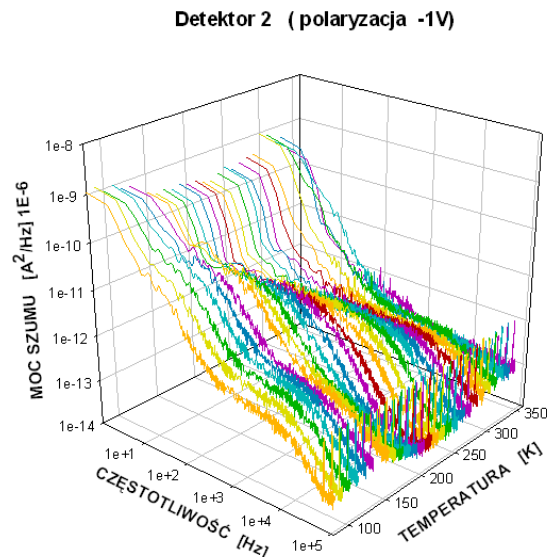
Detektor 7 (polaryzacja - 0,6 V)



Rys. 4. Wybrane charakterystyki szumowe fotodetektora nr 7 przy polaryzacji -0,6 V

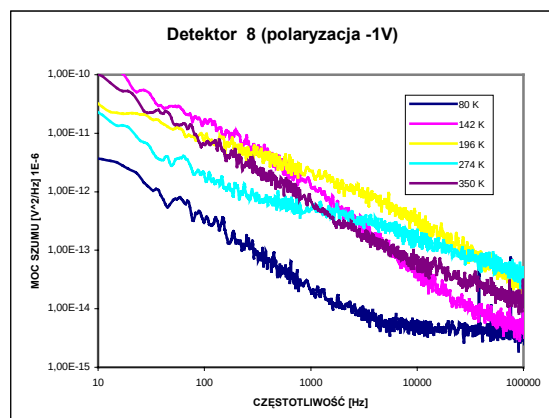
Z rysunków 3, 4 i 5 wynika, że najbardziej zdefektowany jest materiał fotodiody nr 7. Także mocno zdefektowany jest materiał fotodiody nr 2. Dotychczasowe badania dowodzą, że im bardziej materiał półprzewodnikowy jest zdefektowany, tym mniejszy jest stopień niezawodności wykonanego z tego materiału przyrządu półprzewodnikowego, odnosi się to także do detektorów UV. Jeżeli z zobrazowań przestrzennych, pełnego i uproszczonego, można określić obszary

wskazujące na oddziaływanie innych składowych szumowych poza szumem cieplnym to należy przeanalizować je dokładniej w przestrzeni dwuwymiarowej dla wybranych zmian parametrów (napięcie polaryzacji, wartości temperatury, zakresu częstotliwości).



Rys. 5. Wybrane charakterystyki szumowe fotodetektora nr 2 przy polaryzacji -1 V

Przykładowe zobrazowanie dwuwymiarowe dla wybranych wartości temperatury przedstawiono na rysunku (rys. 6).



Rys. 6. Wybrane charakterystyki szumowe fotodetektora nr 8 przy polaryzacji -1 V w zobrazowaniu dwuwymiarowym

Jak wynika z tego rysunku dla dwóch temperatur 196 K i 274 K poziom szumu detektora dla niższej wartości temperatury jest wyższy niż dla wyższej temperatury, decydują o tym głębokie centra defektowe istniejące w strukturze detektora.

Jest to ważne spostrzeżenie, gdyż często stosuje się specjalnie obniżanie temperatury fotodetektora w celu zmniejszenia jego szumów własnych – jak widać w przypadku detektorów wykonanych z materiałów silnie zdefektowanych można uzyskać wręcz zwiększenie poziomu szumów.

4. PODSUMOWANIE

Na podstawie pomiarów widmowej gęstości mocy szumu można określić w jakich zakresach częstotliwości detektor charakteryzuje się nieakceptowanym poziomem szumów oraz jak zmienia się charakterystyka detektora w funkcji temperatury i polaryzacji. Można również na podstawie przebiegu charakterystyk szumowych w różnych temperaturach, określać stopień zdefektowania materiału z którego został wykonany detektor i na tej podstawie prognozować jego niezawodność długoczasową. Analiza przebiegu charakterystyk szumowych pozwala też na przeprowadzenie selekcji komercyjnie dostępnych detektorów UV dla zastosowań specjalnych.

LITERATURA

- [1] Rieke G. H.: *Detection of Light: From Ultraviolet to the Submillimeter*, (Cambridge: Cambridge University Press), 1994
- [2] Bielecki Z., Rogalski A.: *Detekcja sygnałów optycznych*. WNT, Warszawa 2001
- [3] Pikhtin A.N., Tarasov S.A., Orlova T.A., Kloth B.: *Selective and broadband GaP UV photodetectors*. IWRFR1'2000, St. Petersburg, May 29-31, 2000.
- [4] Dobrzański L.: *Detektor promieniowania ultrafioletowego z azotku galu*. II konferencja Optoelektronika 2003 Komunikaty s. 45-48.
- [5] Ćwirko J.: "The Low Frequency Noise Spectroscopy Method for Extracting the Parameters of Deep Level Centers in Semiconductor Materials". *Proceeding of SPIE*, 2002, Volume 5136, pp 133 – 138
- [6] Zaklikiewicz A. M.: *Źródła szumów w przyrządach półprzewodnikowych i ich wykorzystanie*. Prace Instytutu Technologii Elektronowej, Warszawa, Zeszyt 2, 1995.



Dr inż. **Joanna ĆWIRKO** i dr inż. **Robert ĆWIRKO**, są adiunktami w Instytucie Systemów Elektronicznych, Wydziału Elektroniki WAT. Specjalizują się w technologii i diagnostyce półprzewodników, w tym szczególnie pomiarami małosygnałowymi i szumów w szerokim zakresie zmian wartości temperatury. Zajmują się też tematyką inżynierii systemów ochrony.

DOKŁADNOŚĆ PRZYBLIŻONEJ ANALIZY DRGAŃ MASZYN W STANACH NIESTACJONARNYCH

Piotr KRZYWORZEKA*, Witold CIOCH*, Ernest JAMRO**

* Katedra Mechaniki i Wibroakustyki, ** Katedra Elektroniki

Akademia Górniczo-Hutnicza, al. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków, e-mail: cioch@agh.edu.pl

Streszczenie

Referat przedstawia wyniki zastosowania implementacji Procedury Liniowej Decymacji (PLD) zrealizowanej na Programowalnym Urządzeniu Diagnostycznym (PUD). Wykonane przez autorów urządzenie diagnostyczne miało na celu poszerzenie możliwości praktycznego wykorzystania metody. Zwiększenie nadpróbkowania do 10 MS/s i sprzętowa realizacja procedury PLD pozwoliły na wielokrotny wzrost współczynnika decymacji D_c (do 1000) oraz analizę sygnałów w pasmach wysokich częstotliwości (np. zazębienia). Wpływ dynamiki zmian cyklu referencyjnego na selektywność widmową przedstawiono w wynikach.

Słowa kluczowe: diagnostyka, synchronizm, dokładność, decymacja.

ACCURACY OF MACHINE VIBRATIONS APPROXIMATED ANALYSIS IN NON-STATIONARY STATES

Summary

This paper presents practical implementation of Linear Decimation Procedure (LDP) employing the Programmable Unit for Diagnostic (PUD). The PUD device, designed and developed by the research authors, has extended abilities in order to improve the LDP results. Increased sampling rate (up to 10MS/s) and hardware implementation of the LDP allowed to increase decimation rate DC significantly (up to 1000) and to analyze signal frequency (e.g. gear meshing). Influence of dynamics of reference-cycle change on spectrum selectivity is showed in the experiment practical results.

Keywords: diagnostics, synchronism, accuracy, decimation.

1. WPROWADZENIE

Opracowana przez autorów oryginalna metoda, Procedura Liniowej Decymacji PLD [5] służy do przetwarzania sygnałów wibroakustycznych zarejestrowanych w zmiennych warunkach pracy. Umożliwia ona ich konwersję do postaci odpowiadającej stanom stacjonarnym. Metoda polega na przepróbkowaniu znacznie nadpróbkowanego sygnału ze zmiennym krokiem odpowiadającym zmianom cyklu roboczego. Inaczej mówiąc jest to usuwanie pakietu próbek proporcjonalnych do przyrostu cyklu, a pozostawianie stałej liczby próbek na cykl.

W metodzie zakłada się liniową zmianę trendu cyklu podstawowego w oknie obserwacji. Zasadę działania PLD – proces otrzymywania wektora wtórnego sygnału z wektora pierwotnego nadpróbkowanego przedstawiono na rys. 1.

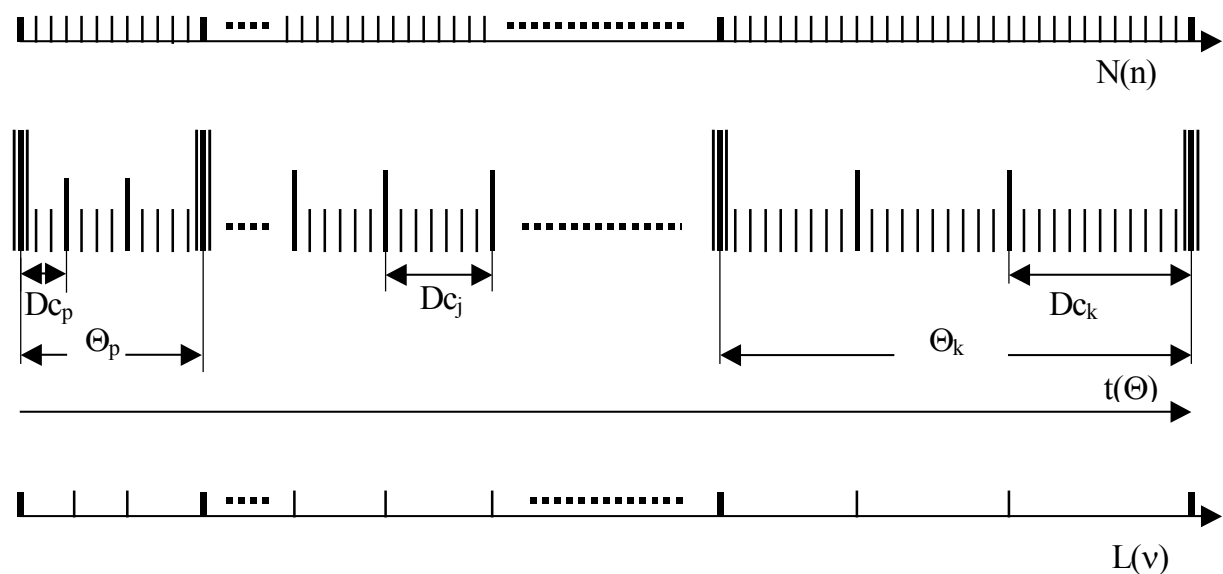
Krok z jakim przepróbkowany jest sygnał pierwotny określa zmienny współczynnik decymacji D_c . Wyznaczanie współczynnika odbywa się wg wzoru (1). Wyprowadzenie zamieszczone w pracy [1].

$$Dc_n = Dc_k \left(\frac{N_{\Theta p}}{N_{\Theta k}} + \frac{n}{n_{Dk}} \left(1 - \frac{N_{\Theta p}}{N_{\Theta k}} \right) \right) \quad (1)$$

gdzie:

- Dc_n – współczynnik decymacji odpowiadający n -tej próbce wektora pierwotnego,
- Dc_k – końcowy współczynnik decymacji,
- $N_{\Theta p}$ – ilość próbek początkowego cyklu okna obserwacji,
- $N_{\Theta k}$ – ilość próbek końcowego cyklu okna obserwacji,
- n – numer próbki wektora pierwotnego
- n_{Dk} – numer próbki umożliwiający zakończenie PLD w zakresie wektora pierwotnego

Więcej informacji na temat metody i jej implementacji można znaleźć w pracach [2, 8].



Rys. 1. Procedura Liniowej Decymacji: Θ - czas cyklu, $t(\Theta)$ - czas obserwacji, $N(n)$ - pierwotny zbiór próbek w oknie obserwacji, $L(v)$ - wtórny zbiór próbek w oknie obserwacji (po PLD), D_{c_p} - początkowy współczynnik decymacji, D_{c_k} - końcowy współczynnik decymacji

2. PROGRAMOWALNE URZĄDZENIE DIAGNOSTYCZNE (PUD)

W celu sprzętowej realizacji implementacji PLD zaprojektowano i wykonano Programowalne Urządzenie Diagnostyczne (PUD) [6]. Wykorzystane w nim przetworniki analogowo-cyfrowe umożliwiły rejestrację sygnałów z częstotliwością próbkowania 10 MS/s na czterech

kanałach pomiarowych. Pozwoliło to na analizę sygnałów niestacjonarnych drgań w paśmie wysokich częstotliwości, w artykule częstotliwości zazębienia. Badania przeprowadzono na dwóch stanowiskach będących na wyposażeniu Katedry Mechaniki i Wibroakustyki, przekładni demonstracyjnej DMG-1A rys. 2 oraz stanowisku przekładni przemysłowej.

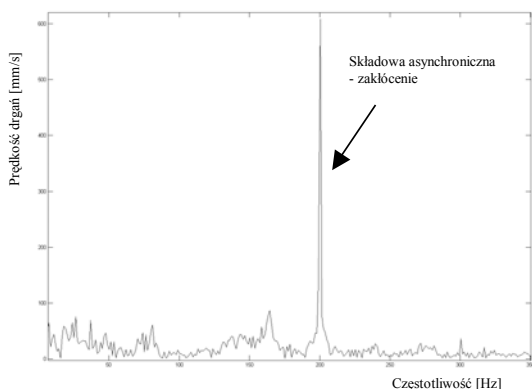


Rys. 2. Programowalne Urządzenie Diagnostyczne na stanowisku badawczym przekładni demonstracyjnej DMG-1M

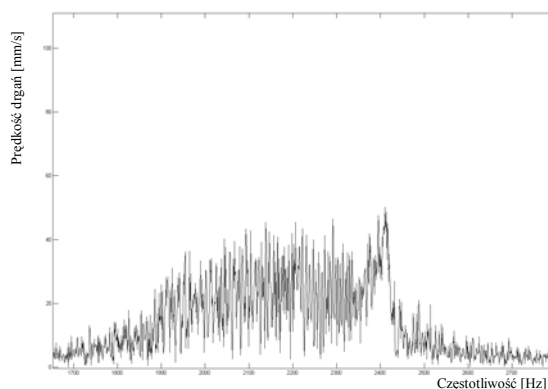
3. ANALIZA WIDMOWA DRGAŃ PRZEKŁADNI ZĘBATEJ W STANACH NIESTACJONARNYCH

Wyniki badań w postaci widm amplitudowych przedstawiono na rys. 3. Widmo w paśmie częstotliwości obrotowej przedstawia rys. 3a, a w paśmie częstotliwości zążeń rysunek 3b. Analizy dokonano przy średnim przyroście prędkości obrotowej 0.12 % na cykl. W przedstawionych wynikach analizy występuje wyraźny brak selektywności prążków co uniemożliwia diagnostykę w oparciu o widmo synchroniczne.

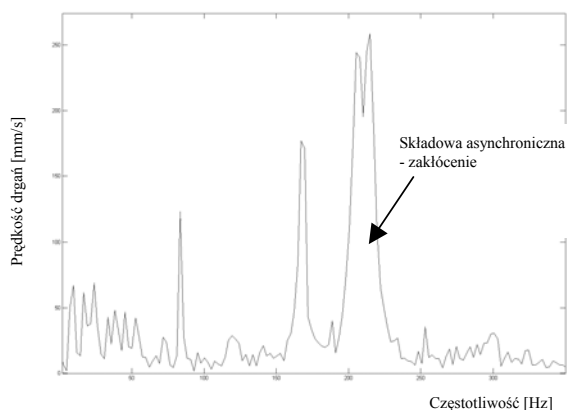
Rezultaty przetworzonych sygnałów po zastosowaniu sprzętowej implementacji PLD przedstawiono w postaci widm amplitudowych na rys. 4. Uzyskano wyraźną poprawę selektywności prążków w paśmie harmonicznych obrotów oraz zążeń. Na rys. 4a pojawiły się dwie harmoniczne częstotliwości obrotowej, a amplituda składowej asynchronicznej została częściowo rozmyta. Natomiast na rys. 4b można zidentyfikować amplitudę dla częstotliwości zążeń i pojawiające się wstęgi boczne.



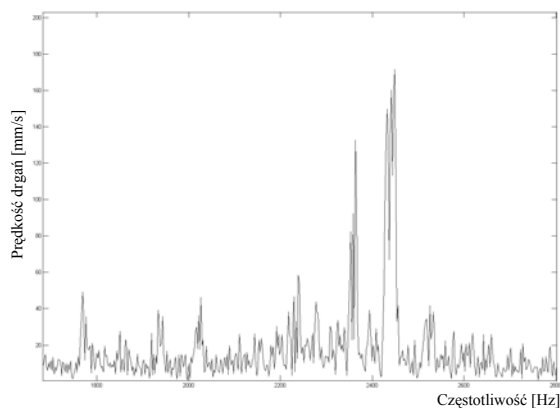
Rys. 3a. Widmo amplitudowe prędkości drgań w paśmie częstotliwości obrotowej. Średni przyrost prędkości 0.12 % na cykl



Rys. 3b. Widmo amplitudowe prędkości drgań w paśmie częstotliwości zążeń. Średni przyrost prędkości obrotowej 0.12 % na cykl

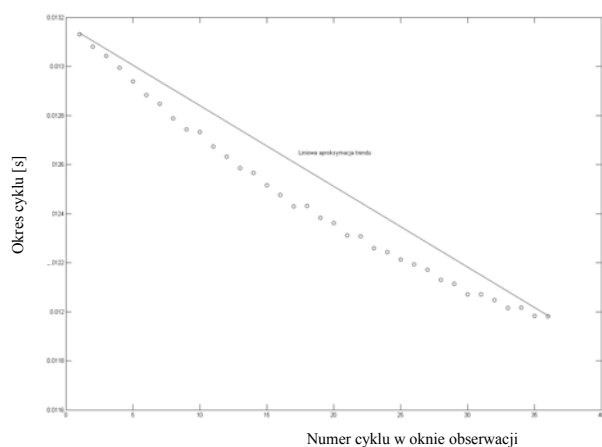


Rys. 4a. Widmo amplitudowe prędkości drgań w paśmie częstotliwości obrotowej po zastosowaniu PLD. Średni przyrost prędkości 0.12 % na cykl



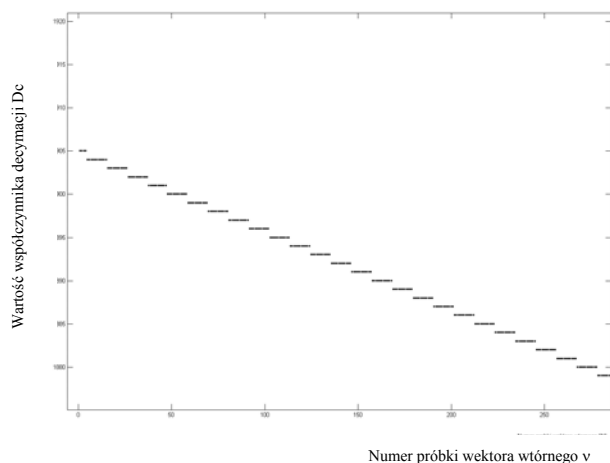
Rys. 4b. Widmo amplitudowe prędkości drgań w paśmie częstotliwości zążeń po zastosowaniu PLD. Średni przyrost prędkości obrotowej 0.12 % na cykl

Na rys. 5 przedstawiono zmiany długości cyklu w oknie obserwacji i ich aproksymację charakterystyką liniową. Maksymalny błąd aproksymacji wyniósł 1.4 %.



Rys. 5. Zmiany długości cyklu w oknie obserwacji oraz ich aproksymacja funkcją liniową

Zmiany współczynnika decymacji dla fragmentu wektora wtórnego zaprezentowano na rys. 6. Widać na nim, że mimo znacznego nadpróbkowania sygnału (częstotliwość próbkowania 10 MS/s) oraz maksymalnej wartości współczynnik decymacji $D_c=1905$ nie uzyskano idealnej charakterystyki liniowej aproksymacji przy zadanej dynamice procesu rozbiegu.

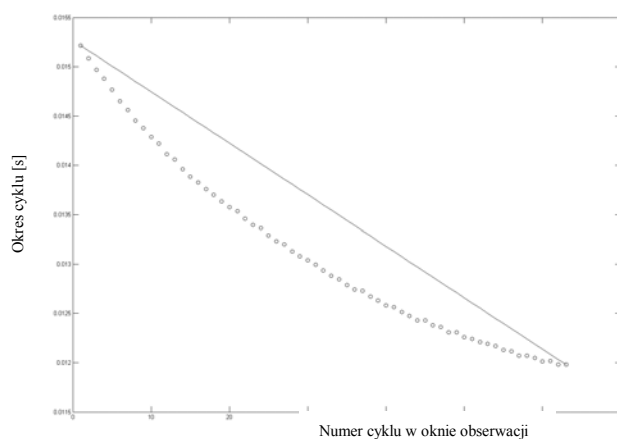


Rys. 6. Zmiany współczynnika decymacji dla fragmentu wektora wtórnego

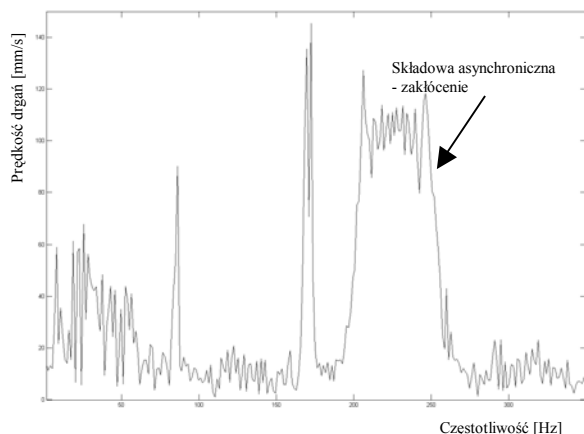
Porównując wykres zmian współczynnika decymacji z wykresem zmian cyklu widać, że zachowanie dokładnej linii prostej aproksymującej nie jest w tym wypadku celowe, ponieważ zasada aproksymacji funkcją liniową powoduje już pewien błąd analizy. Jak błąd wynikający z założenia metody wpływa na selektywność widmową można zaobserwować przez analizę szerszego okna obserwacji rozbiegu przekładni przedstawionego w następnym rozdziale.

4. BŁĄD APROKSYMACJI TRENDU ZMIANY CYKLU

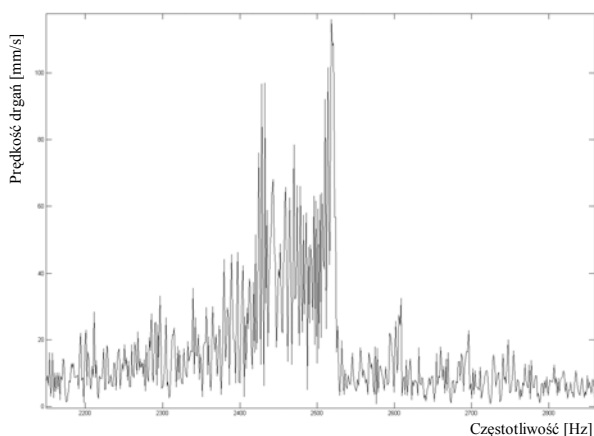
Różnicę pomiędzy zmianami długości cyklu, a linią aproksymującą przy średnim przyroście prędkości obrotowej wynoszącym 0.38 % na cykl przedstawiono na rys. 7. Sam przyrost nie jest jednak tak istotny jak jego zmiana w czasie tj. przyrost prędkości obrotowej dla pierwszego cyklu okna obserwacji wyniósł 0,84%, a dla ostatniego 0.0075% na cykl. Nie został zachowany trend liniowej zmiany prędkości obrotów w obserwowanym przedziale czasu. Skutkiem tego jest maksymalny błąd aproksymacji rzędu 5.1 % czego efektem jest pogorszenie selektywności widmowej w szczególności w paśmie wyższych częstotliwości. Dla częstotliwości zazębień porównaj rys. 8b oraz 4b i 3b. Dla pasma pierwszych harmonicznych częstotliwości obrotowej występuje nieznaczne pogorszenie wyników rys. 8a w odniesieniu do rys. 4a (przyrost prędkości obrotowej 0.12%).



Rys. 7. Zmiany długości cyklu w szerszym oknie obserwacji oraz ich aproksymacja charakterystyką liniową



Rys. 8a. Widmo amplitudowe prędkości drgań w paśmie częstotliwości obrotowej po zastosowaniu PLD. Średni przyrost prędkości obrotowej 0.38 % na cykl



Rys. 8b. Widmo amplitudowe prędkości drgań w paśmie częstotliwości ząbienia po zastosowaniu PLD. Średni przyrost prędkości obrotowej 0.38 % na cykl

Przedstawione przykłady wyczerpują możliwości procedury jeśli chodzi o zakres częstotliwości widma związanego z ząbieniem. Dalsze możliwości PLD związane są z demodulacją i przedstawione są szczegółowo w [7].

5. UWAGI I WNIOSKI

Zastosowana w Procedurze Liniowej Decymacji aproksymacja trendu zmiany cyklu funkcją liniową jest uproszczeniem powodującym z założenia pewien błąd wyników analizy. Stąd zwiększanie nadpróbkowania dla zachowania liniowości aproksymacji trendu w szczególności przy analizie sygnałów drgań maszyn wirnikowych na rozbiegu wydaje się być niecelowe. Natomiast w przypadku sygnałów o liniowych zmianach cyklu roboczego wskazane.

Podsumowując:

- metoda PLD przynosi dobre wyniki przy zastosowaniu do analizy sygnałów drgań maszyn wirnikowych przy zmianach prędkości obrotowych mających w oknie obserwacji trend zbliżony do liniowego,
- w przypadku odchylenia trendu cyklu od liniowego (ponad 5%) celowe jest dopasowanie metody aproksymacji do zmian cyklu np. charakterystyką wyższego rzędu,
- rejestracja sygnału z częstotliwością 10 MS/s (Programowalne Urządzenie Diagnostyczne) umożliwia zastosowanie PLD dla pojedynczego cyklu, zbliżając metodę do analizy rzędów bez konieczności stosowania filtrów interpolujących,
- w większości przypadków analizy procesów dynamicznych wystarczające jest stosowanie współczynnika decymacji końcowej z przedziału $D_{c_k}=20-100$.

6. BIBLIOGRAFIA

- [1]. Adamczyk J., Cioch W., Krzyworzecka P.: *Wpływ interpolacji na procedurę liniowej decymacji*. Diagnostyka, vol. 27, 2002, 37 – 42.
- [2]. Adamczyk J., Cioch W., Krzyworzecka P.: *Inżynieria Diagnostyki Maszyn. Elementy teorii diagnostyki technicznej – praca zbiorowa. Roz. 14: Metody synchroniczne w diagnozowaniu maszyn.* s. 264–278, Radom, 2004.
- [3]. Cempel Cz.: *Diagnostyka wibroakustyczna maszyn*. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej. Poznań, 1985.
- [4]. Cioch W., Krzyworzecka P.: *Machine diagnostics in cycle-time scale using linear decimation procedure*: 1st Int. Conf. on Experiments/Process/System/Modelling/Simulation/Optimization: 6–9 July, 2005. Univ. of Patras. LFME Athens, Greece.
- [5]. Cioch W., Krzyworzecka P.: *Dynamiczna kompensacja wpływu zmian długości cyklu na sygnał drganiowy*. Mat XXVII Sympozjum Diagnostyka Maszyn, z. 1, Z. N. Pol. Śl. Katowice 2000
- [6]. Jamro E., Adamczyk A., Krzyworzecka P., Cioch W.: *Programowalne urządzenie diagnostyczne stanów niestacjonarnych pracujące w czasie rzeczywistym*. XXXIII Ogólnopolskie Sympozjum Diagnostyka Maszyn, Węgierska Górką, 8.–11.03. 2006 r.
- [7]. Krzyworzecka P., Cioch W.: *Demodulation of non-stationary machine vibration using cycle-time scale*. Archives of Acoustics, 2006 vol. 31 no. 2 s. 167–1.
- [8]. Krzyworzecka P.: *Wspomaganie synchroniczne w diagnozowaniu maszyn*: monografia, s. 204, Radom Wyd. ITE 2004

7. WAŻNIEJSZE OZNACZENIA I SKRÓTY

PLD - Procedura Liniowej Decymacji
 PUD - Programowalne Urządzenie Diagnostyczne
 D_{c_k} - końcowy współczynnik decymacji
 D_{c_p} - początkowy współczynnik decymacji
 D_{c_n} - współczynnik decymacji odpowiadający n-tej próbce wektora pierwotnego
 N_{Θ_p} - ilość próbek początkowego cyklu okna obserwacji
 N_{Θ_k} - ilość próbek końcowego cyklu okna obserwacji
 $N(n)$ - pierwotny zbiór próbek
 n - numer próbki wektora pierwotnego
 n_{DK} - numer próbki umożliwiający zakończenie PLD w zakresie wektora pierwotnego
 $L(v)$ - wtórny zbiór próbek
 $t(\Theta)$ - czas obserwacji
 v - numer próbki wektora wtórnego
 Θ - czas cyklu
 Θ_p - cykl początkowy okna obserwacji
 Θ_k - cykl końcowy okna obserwacji

*Pracę zrealizowano w ramach projektu
 KBN nr 4 T07B 05426*



Dr inż. **Ernest JAMRO** ukończył studia na AGH kierunku Elektronika oraz University of Huddersfield (UK) na kierunku Elektronika i Telekomunikacja. Obronił pracę doktorską w 2001 roku na AGH Wydział EAIiE. Aktualnie jest adiunktem w Katedrze Elektroniki na AGH. Jego zainteresowania naukowe to sprzętowa akceleracja obliczeń, niskopoziomowe przetwarzanie danych.



Dr hab. inż. **Piotr KRZYWORZEKA**, prof. AGH pracuje na tej uczelni od ukończenia studiów. Wykładał kilka lat w Algierii. Jest autorem ok. 90 publikacji, głównie o tematyce diagnostycznej, rzeczoznawcą SEP w zakresie elektroakustyki, a także członkiem PTDT od momentu jego powstania. W pracy badawczej preferuje podejście sygnałowe. Interesuje się także psychologią i filozofią. Jako środek transportu preferuje rower.



Dr inż. **Witold CIOCH** jest absolwentem Wydziału BMiL PRz., specjalność napędy lotnicze oraz Wydziału IMiR AGH, specjalność wibroakustyka. Obecnie pracuje jako adiunkt w Katedrze Mechaniki i Wibroakustyki AGH. Autor 38 publikacji z tematyki diagnostyki technicznej i wibroakustyki. Zajmuje się zagadnieniami cyfrowego przetwarzania sygnałów, sieciami neuronowymi i analizą ryzyka eksploatacyjnego.

DOBÓR WŁAŚCIWEJ FALKI DLA OPISU CECH DYSTYNKTYWNYCH DRGAŃ PARASEJSMICZNYCH

Jordan MEŻYK, Piotr KRZYWORZEKA

Katedra Mechaniki i Wibroakustyki, Mickiewicza 30, 30-053 Kraków

fax: 012 633 23 14, jordan.mezyk@wp.pl

Streszczenie

Przy opisie sygnałów niestacjonarnych jakimi bez wątpienia są sygnały parasejsmiczne kluczowym zagadnieniem jest dobór właściwej falki stosowanej do ich analizy, której właściwości jak najbardziej odpowiadałyby typom zmienności przebiegów. W artykule autorzy proponują kilka kryteriów doboru falek, oraz przykład wyboru odpowiedniej falki za pomocą testów przeprowadzonych na kilkudziesięciu falkach oraz kilkunastu wielokanałowych próbkach sygnału drgań.

Słowa kluczowe: drgania, analiza falkowa, kopalnia odkrywkowa, bezpieczeństwo.

THE CHOICE OF THE PROPER WAVELET FUNCTION FOR DISTINCTIVE FEATURES OF PARASEISMIC SIGNALS DESCRIPTION

Summary

When the non-stationary signals are described with paraseismic being a good example of those, the key term is the choice of the proper wavelet function to be used for analysis. Its parameters should fit the variation types of the signals as good as possible. The authors of the article suggest several criterias for choosing the wavelet function and show the example of choosing the proper function with tests based on several wavelet function and some multi-channel signals.

Keywords: vibration, wavelet analysis, quarry, safety.

1. WSTĘP

Przy obecnie obserwowanych tendencjach zwiększających się ilości inwestycji drogowych oraz budowlanych należy spodziewać się zwiększenia ilości wydobycia surowców używanych w budownictwie głównie tłucznia oraz wapienia. Pociągnie to za sobą rozwój kopalń odkrywkowych, które rozwijając się zajmują coraz większą powierzchnię zbliżając swoje granice do najbliższych zabudowań otaczających tereny odkrywki. Jak do tej pory stosowane są klasyczne metody oceny zagrożeń drganiami oparte na normie PN-85/B-02170. Wprowadza się również nowe metody oparte na analizie trójowej [1] oraz analizie Fouriera [7] jednak są one nieadekwatne naturze sygnału. Wciąż poszukuje się takiego opisu drgań parasejsmicznych, który będzie wyraźnie eksponował te cechy sygnałów drgań, które są krytyczne z punktu widzenia zwalczania zagrożeń wibracyjnych w otoczeniu kopalń odkrywkowych ze szczególnym uwzględnieniem przenoszenia drgań z gruntu na budynki mieszkalne. Dysponując bogatym materiałem eksperymentalnym uzyskanym w trakcie robót strzałowych autorzy proponują jako przesłanki wyboru falki kryteria:

- najlepszej rekonstrukcji;
- największej energii;
- największego zróżnicowania.

Analiza falkowa

Analiza falkowa (WA) jest już dość dobrze znanym narzędziem, ale ze względu na dość duże wymaganie odnośnie maszyn liczących dopiero w ostatnich latach zaczyna zdobywać popularność. Ciągła analiza falkowa (CWT) należy do grupy narzędzi analizy czasowo-częstotliwościowej, pozwalające śledzić w czasie zmienność poszczególnych składowych częstotliwościowych analizowanego sygnału. W odróżnieniu od STFT transformata falkowa zadowalająco wyróżnia lokalne cechy w obu dziedzinach – czasu i częstotliwości – co jest szczególnie istotne przy analizie niestacjonarności rozpatrywanego typu.

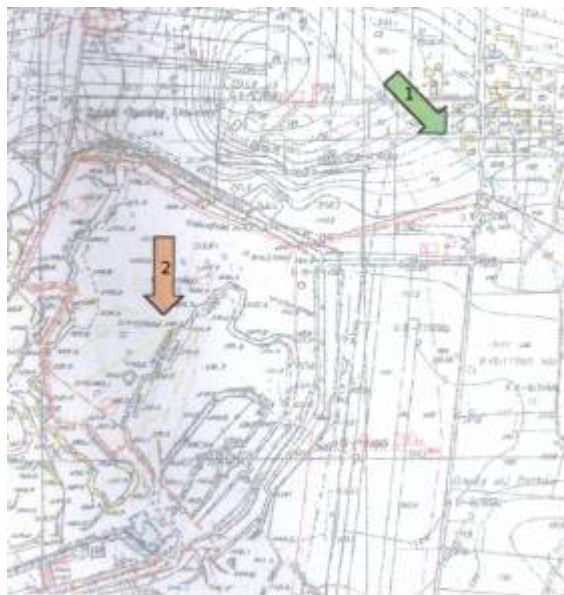
Zarówno analiza Fouriera (FA) jak i analiza falkowa polegają na „porównaniu” badanego sygnału z funkcją bazową o znanych właściwościach (parametrach). W przypadku FA funkcjami bazowymi są pary funkcji sinus i cosinus o amplitudzie jednostkowej i znanej częstotliwości, natomiast w przypadku WA są to również pary funkcji: tzw. falka i funkcja skalująca. Dokładność (jakość) analizy zależy więc od doboru funkcji bazowych. Jedną z często wymienianych wad FA jest niedokładna aproksymacja sygnałów innych niż poliharmoniczne. W przypadku WA mamy do wyboru kilkadziesiąt różnych funkcji i nie jest to zbiór zamknięty (skończony). Ta cecha pozwala na lepsze dopasowanie funkcji analizującej spośród już

istniejących, a także umożliwia stworzenie własnej funkcji analizującej. Pierwszym etapem przed przystąpieniem do analizy konkretnego typu sygnałów (w tym przypadku są to sygnały parasejsmiczne) jest wybór odpowiedniej falki, dopasowanej do sygnału.

2. KRYTERIA DOBORU FALEK

Materiał eksperymentalny

Analizie poddano sygnały drgań zarejestrowane w kopalni gipsu Borków (rys. 1) podczas strzelań z różnymi opóźnieniami milisekundowymi 25, 42 oraz 67ms. Za pomocą cyfrowego rejestratora ośmiokanałowego UVS 1608 DIN zarejestrowano drgania na gruncie (trzy składowe) przy budynku położonym najbliżej kopalni (stanowisko 1), na stanowisku 2 na przedłużeniu linii łączącej miejsce strzelania i stanowisko 1 kolejne trzy składowe na gruncie oraz dodatkowo dwie składowe (bez pionowej) na fundamencie wspomnianego wyżej budynku (stanowisko 1'). Wyniki zgromadzone są w piętnastu plikach zawierających wektor czasu oraz wektory drgań odpowiednio: w kanałach 1-3 drgania ze stanowiska 1, w kanałach 5-7 drgania ze stanowiska 2 oraz w kanałach 4 i 8 drgania ze stanowiska 1'.



Rys. 1. Szkic sytuacyjny miejsca badań: 1 - miejsce wykonywania pomiarów drgań, 2 - miejsce wykonywania odstrzałów doświadczalnych

Zebrany materiał poddano analizie zgodnie z poniższymi kryteriami. Na tym etapie badań nie rozróżniano pomiędzy poszczególnymi składowymi zarejestrowanych wektorów drgań a jedynie ograniczono się do porównywania danych w tym samym kanale dla różnych realizacji (próbek), tak, aby nie porównywać ze sobą różnych składowych co nie miałoby sensu, ale sprawdzono czy wyniki

działań we wszystkich kanałach prowadzą do takich samych wniosków.

Tab. 1. Przyporządkowanie mierzonych sygnałów drgań do kanałów aparatury pomiarowej

Kanał	1	2	3	5	6	7	4	8
Stanowisko	1			2			1'	
Lokalizacja	grunt			grunt			funda- ment	
Składowa drgań	podłużna	poprzeczna	pionowa	podłużna	poprzeczna	pionowa	podłużna	poprzeczna

Kryterium najlepszej rekonstrukcji

Transformacja falkowa pozwala na rozłożenie (dekompozycję) analizowanego sygnału $x(t)$ na współczynniki aproksymacji c_m , n oraz współczynniki detali d_m , n . Współczynniki te wylicza się za pomocą następujących wzorów [7]:

$$c_{m,n} = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) 2^{\frac{m}{2}} \varphi^*(2^m t - n) dt \quad (1)$$

$$d_{m,n} = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) 2^{\frac{m}{2}} \psi^*(2^m t - n) dt, \quad (2)$$

gdzie:

$m = 0, 1, 2, \dots$, - kolejne poziomy dekompozycji,

$\varphi(\dots)$ - falka,

$\psi(\dots)$ - funkcja skalująca.

Po ponownym zsyntezowaniu sygnału ze wszystkich współczynników otrzymujemy sygnał $x'(t)$:

$$x'(t) = \sum_n c_{m_0, n} \varphi_{m_0, n}(t) + \sum_{m=m_0}^{k-1} \sum_n d_{m, n} \psi_{m, n}(t) \quad (3)$$

gdzie:

k - najwyższy poziom dekompozycji.

Jeżeli falka swoim charakterem nie będzie odpowiadać charakterowi sygnału $x(t)$, możemy utracić część informacji podczas procesu analizy i ponownej syntezy. Im falka lepiej dopasowana jest do analizowanego sygnału tym mniejsze straty. Na tym założeniu oparte jest kryterium najlepszej regeneracji. Błąd regeneracji policzony został jako suma kwadratów różnic pomiędzy poszczególnymi próbkami sygnału. Współczynnik jakości jest logarytmem z odwrotności tego błędu (równania 4 oraz 5). Na rys. 2 przedstawiono współczynnik jakości Q_{rec} dla poszczególnych falek. Na osi kategorii oznaczono różne falki oraz różne ich rzędy. Na osi odciętych przedstawiono wartości współczynnika Q_{rec} wyliczone według wzoru 5.

W każdej kategorii (dla każdej falki) wartości na wykresie reprezentują uśrednione wartości współczynnika Q_{rec} w każdym kanale. Uśrednienie wykonano dla piętnastu różnych sygnałów drgań zarejestrowanych w tej samej kopalni, w tych samych punktach pomiarowych, dla strzelań z różnymi wartościami opóźnień milisekundowych. Łatwo stwierdzić, że dla różnych sygnałów dana falka daje podobne wyniki. Godne uwagi są falki Daubechies wyższych rzędów oraz falki biortogonalne (bior i rbio). Rys. 3 przedstawia wartości współczynnika jakości Q_{rec} dla kryterium najlepszej regeneracji dla jednego pliku (jednej próbki). Na osi kategorii oznaczono różne falki oraz różne ich rzędy. Na osi odciętych przedstawiono wartości współczynnika Q_{rec} wyliczone według wzoru 5:

$$\varepsilon = \sum_i^N (x_i' - x_i)^2 \quad (4)$$

$$Q_{rec} = \log\left(\frac{1}{\varepsilon}\right) \quad (5)$$

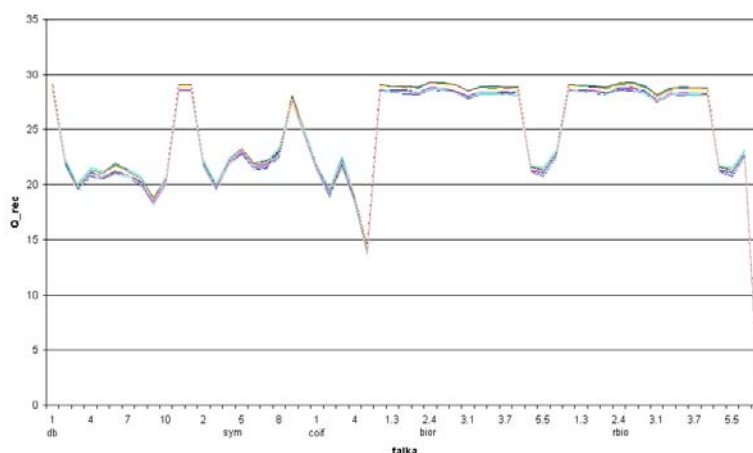
Kryterium największej energii

Kryterium największej energii zachowanego sygnału jest w swojej koncepcji podobne do kryterium najlepszej regeneracji. Miarą doskonałości dopasowania falki do sygnału jest zachowany poziom energii przy danym stopniu kompresji sygnału. Im większa energia sygnału została zachowana tym lepiej falka jest dopasowana do tego sygnału.

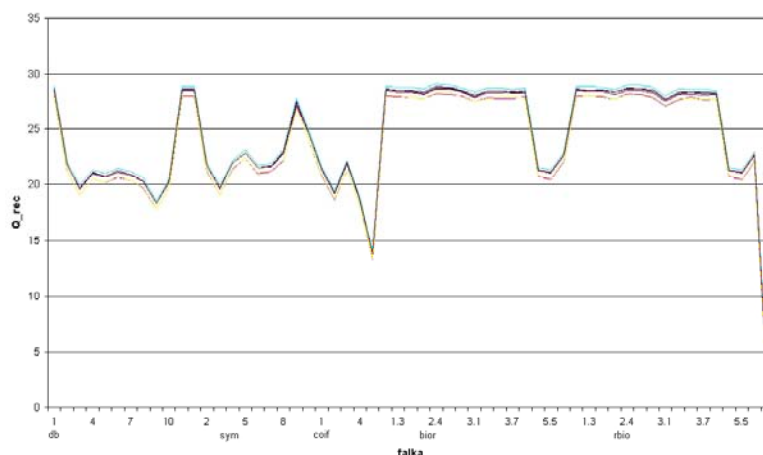
Porównując rys. 5 oraz 4 można zauważyć bardzo duże podobieństwo wartości współczynników zarówno dla drgań w różnych kanałach (różne rodzaje fal sejsmicznych) jak i dla powtórzonych pomiarów dla tego samego kanału.

$$E_x = \frac{|X_c|^2}{|X|^2} \cdot 100 \quad (6)$$

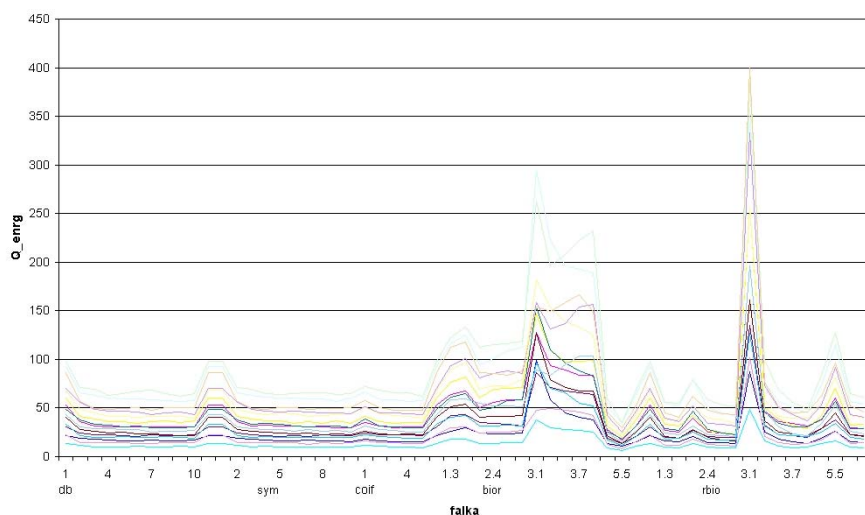
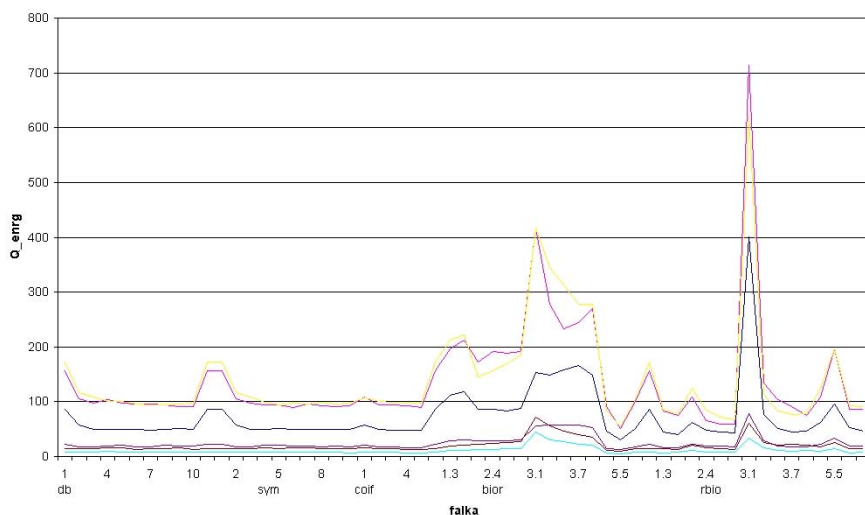
$$Q_{enrg} = \frac{1}{100 - E_x} \quad (7)$$



Rys. 2. Współczynnik jakości Q_{rec} dla kryterium najlepszej regeneracji dla jednego kanału (wielu plików)



Rys. 3. Współczynnik jakości Q_{rec} dla kryterium najlepszej regeneracji dla jednego pliku (jednej próbki)

Rys. 4. Wartości współczynnika jakości: Q_{eng} dla jednego kanału (wielu plików)Rys. 5. Wartości współczynnika jakości Q_{eng} dla jednego pliku (jednej próbki)

Kryterium największego zróżnicowania

Ostatnim kryterium jest kryterium największej różnicy. W bardzo dużym uproszczeniu można powiedzieć, że współczynniki transformacji falkowej są miarą podobieństwa transformowanego sygnału do pewnej funkcji-falki, przeskalowanej i przesuniętej w czasie. To znaczy, że wysokie wartości (co do modułu) współczynników transformacji oznaczają duże podobieństwo sygnału do danej falki. Cechę tą wykorzystujemy przy kryterium największego zróżnicowania – szukamy największej różnicy pomiędzy najbardziej ujemną wartością współczynników a najbardziej dodatnią wartością współczynników transformacji. Biorąc pod uwagę kształt krzywych SWD określających wpływ drgań gruntu na budynki [5] skupiamy się na skalach, dla których pseudoczęstotliwości bliskie są 25Hz. Dla tej skali poszukujemy maksimum

globalnego oraz minimum globalnego¹. Współczynnikiem jakości Q_{diff} jest różnica pomiędzy minimum oraz maksimum (patrz równanie 11). Przykładowe wartości współczynnika Q_{diff} dla jednej próbki przedstawiono na rys. 7.

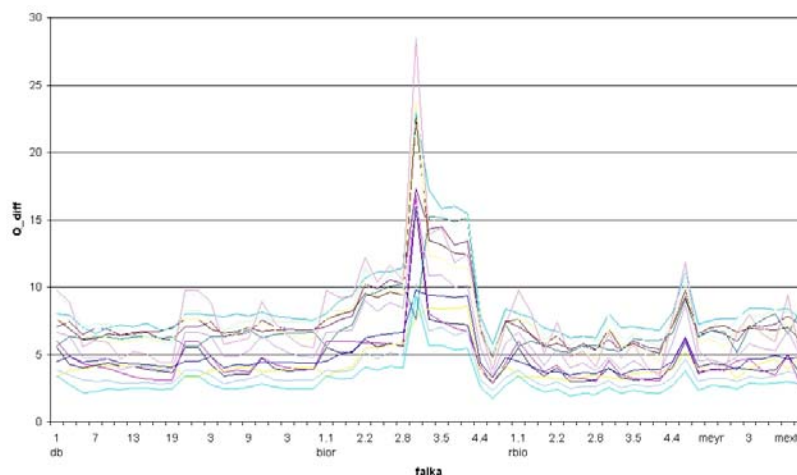
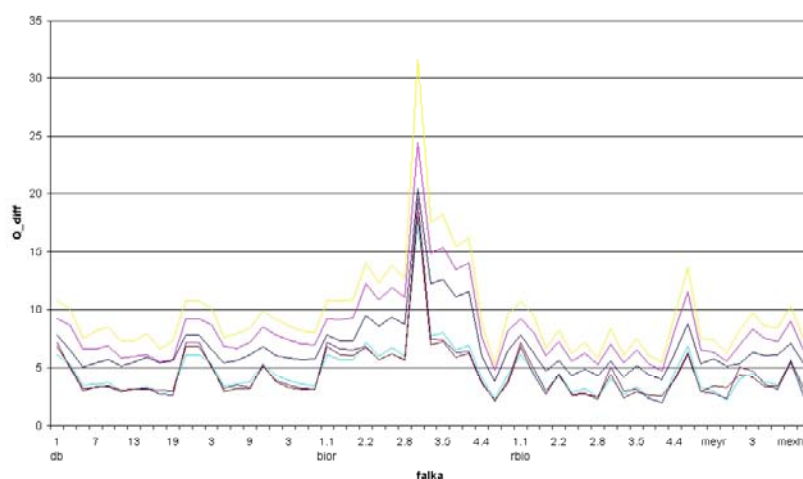
$$C_x(t, S) = \frac{1}{\sqrt{|S|}} \int_{-\infty}^{+\infty} x(\tau) \psi^* \left(\frac{\tau - t}{S} \right) d\tau \quad (8)$$

$$E_x = \max(C_x(t, S))_{S \rightarrow 25\text{Hz}} \quad (9)$$

$$E_n = \min(C_x(t, S))_{S \rightarrow 25\text{Hz}} \quad (10)$$

$$Q_{diff} = E_x - E_n \quad (11)$$

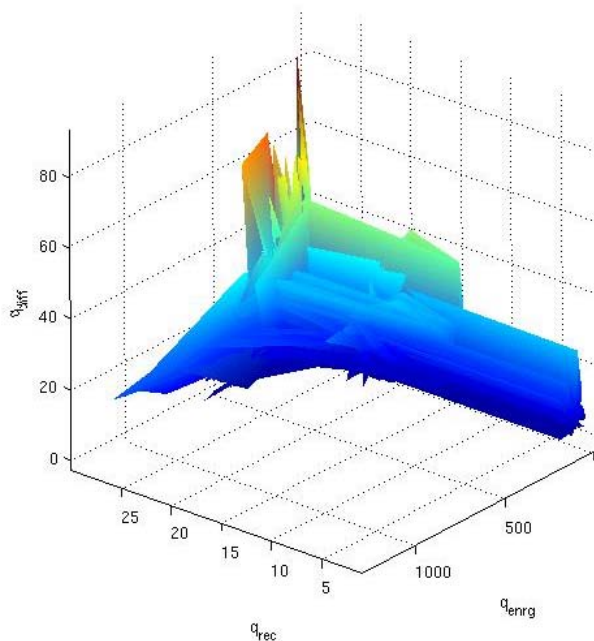
¹ globalnego, w rozumieniu tylko jednej skali a nie wszystkich skal, czyli całego sygnału

Rys. 6. Wartości współczynnika jakości Q_{diff} dla jednego kanału (wiele plików)Rys. 7. Wartości współczynnika jakości Q_{diff} dla jednego pliku (wielu kanałów - jedna próbka)

3. PODSUMOWANIE

W trakcie badań uzyskano dość wysoką powtarzalność wyników. Wartości współczynników przyjmują wartości zbliżone zarówno dla poszczególnych kanałów w jednej próbce (drgania na gruncie jak również drgania na fundamencie budynku) jak również przy porównaniu drgań w poszczególnych kanałach dla różnych próbek. Interesujący jest fakt, że opóźnienia milisekundowe z jakimi wykonano strzelania wydają się nie mieć wpływu na wynik powyższych obserwacji. O wpływie opóźnień milisekundowych na charakter

drgań można poczytać w literaturze [8]. Jednoznaczna interpretacja wyników jest zagadnieniem wciąż pozostawiającym wiele pytań. Jedną z prób odpowiedzi może być określenie dziedzin zadowalającego wyboru. Na rys. 8 przedstawiono wartości wszystkich współczynników jakości w jednym układzie współrzędnych. Rosnące wartości na każdej z osi oznaczają lepsze dopasowanie falki do badanego sygnału. Wyniki badań mogą wskazywać na to, że najlepiej do opisu tego typu drgań nadaje się falka z rodziny falek biortogonalnych rzędu 3.1.



Rys. 8. Wartości współczynników jakości przedstawione na wspólnym wykresie

LITERATURA

1. Meżyk J., Winzer J.: Ocena wpływu robót strzałowych prowadzonych w kopalniach odkrywkowych na obiekty w ich otoczeniu – aktualne problemy. *Górnictwo odkrywkowe*, (5-6), 2004.
2. Krzyworzecka P.: *Wspomaganie synchroniczne w diagnozowaniu maszyn*. Wydawnictwo Instytutu Technologii Eksploatacji, Radom, 2004.
3. Oppenheim G., Poggi J. M., Misiti M., Misiti Y.: *Matlab Wavelet Toolbox (Version 3.0): Tutorial and Reference Guide*. The Mathworks, Natick, USA, 2004.
4. Batko W., Ziółko M.: *Zastosowanie teorii falek w diagnostyce technicznej*. Akademia Górniczo-Hutnicza im. Stanisława Staszica w Krakowie. Wydział Inżynierii Mechanicznej i Robotyki, Kraków, 2002.
5. PN-85/B-02170. Ocena szkodliwości drgań przekazywanych na budynki przez podłoże.
6. Timofiejczuk A.: *Metody analizy sygnałów niestacjonarnych*. Wydawnictwa Politechniki Śląskiej, Gliwice, 2004.
7. Zieliński T.: *Cyfrowe przetwarzanie sygnałów. Od teorii do zastosowań*. Wydawnictwa Komunikacji i Łączności sp. z o.o., Warszawa, 2005.
8. Winzer J.: *Wpływ opóźnień milisekundowych przy prowadzeniu strzałów eksploatacyjnych na częstotliwościowe charakterystyki drgań gruntu i budynków*. *Górnictwo i geoinżynieria*. Kwartalnik Akademii Górniczo – Hutniczej, Zeszyt 3/1, rok 28, 2004.

Objaśnienie skrótów

CWT - ang. *Continuous Wavelet Transform*, Ciągła Transformata Falkowa;
 FA – ang. *Fourier Analysis*;
 WA – ang. *Wavelet Analysis, Analiza Falkowa*;
 STFT – ang. *Short-Time Fourier Transform*, Krótkookresowa Transformata Fouriera.



Mgr inż. **Jordan MEŻYK**, ur. 1977, jest doktorantem na Wydziale Inżynierii Mechanicznej i Robotyki. Wśród jego zainteresowań znajdują się: analiza sygnałów, przetworniki pomiarowe oraz automatyka przemysłowa.

Dr hab. inż. **Piotr KRZYWORZEKA**, prof. AGH – informacja o autorze na stronie 208.



W Krakowie w dniach 28-29 września 2006r. odbyła się XII Konferencja Naukowa Wibroakustyki i Wibrotechniki oraz Ogólnopolskie Seminarium Wibroakustyki w Systemach Technicznych pod wspólnym tytułem **WibroTech 2006**.

Organizatorami Konferencji były: Katedra Mechaniki i Wibroakustyki Akademii Górniczo – Hutniczej w Krakowie, Instytut Podstaw Konstrukcji Maszyn Politechniki Warszawskiej, Komisja Mechaniki Stosowanej Polskiej Akademii Nauk oraz Polskie Towarzystwo Mechaniki Teoretycznej i Stosowanej. Obrady konferencyjne były połączone z jubileuszem sześćdziesiątych urodzin profesorów Andrzeja GOŁASIA oraz Wojciecha BATKO.

Polecamy Czytelnikom materiały konferencyjne opublikowane w zeszycie AGH pod tytułem *WibroTech 2006*. Poniżej podajemy autorów oraz tytuły tych artykułów.

Engel Z. W.: Sześćdziesięciolecie urodzin profesora Andrzeja GOŁASIA.

Adamczyk J.: Życiorys i sylwetka naukowa profesora Wojciecha BATKO.

Awrejcewicz J., Kudra G., Wasilewski G.: Potrójne wahadło fizyczne – wybrane aspekty eksperymentalne i numeryczne.

Bartelmus W., Zimroz R., Sawicki W.: Wpływ zmiennych warunków eksploatacji na proces oceny stanu przekładni planetarnych w układach napędowych koła czepakowego koparek kołowych.

Boruta G.: Możliwość wykorzystania drgań kadłuba silnika w systemach OBD w zakresie monitorowania wybranych parametrów regulacyjnych.

Cieplak G.: Równania symetrycznej maszyny wiracyjnej w wirującym układzie współrzędnych. Zagadnienie utknięcia w rezonansie.

Cieślakowski S.: Prawdopodobieństwo zagrożeń na górkach rozrządowych.

Czajka I.: Analityczny model wielopunktowego źródła dźwięku.

Czubak P.: Analiza sił przekazywanych na podłoże przez przenośnik wiracyjnego działający na zasadzie eliminatora drgań Frahma.

Damijan Z., Uhryński A.: Badania wpływu drgań niskoczęstotliwościowych na profil wątrobowy krwi.

Dybała J.: Zastosowanie geometrycznej metody selekcji cech w diagnozowaniu stanu obiektu.

Figlus T., Wilk A.: Zastosowanie dekompozycji sygnału drganiowego do diagnozowania uszkodzeń przekładni zębatej.

Filipek R., Wiciak J.: Porównanie aktywnej i pasywnej metody tłumienia drgań belki z elementami piezoceramicznymi.

Flekiewicz M., Madej H., Wojnar G.: Dekompozycja sygnału przyspieszeń drgań korpusu silnika ZI.

Furmanik K., Prącik M.: Analysis of suspended monorail vibrations at braking.

Gil S.: Badania drgań wiertła.

Grządziela A.: Baza danych symptomów drganiowych okrętowych turbinowych silników spalinowych.

Guzik J.: Diagnostyka rodzaju tarcia przez pomiar i obróbkę sygnału emisji akustycznej.

Jabłoński M., Ozga A.: Parametry charakteryzujące wymuszone stochastycznie drgania układu o jednym stopniu swobody z tłumieniem nadkrytycznym, podkrytycznym i krytycznym.

Kaźmierczak H.: Charakterystyki energetyczne obciążeń dynamicznych człowieka

Klekot G.: Miara efektywności propagacji drgań jako wskaźnik stopnia uszkodzenia sprężonej belki betonowej.

Komorska I., Puchalski A.: Filtracja sygnału drganiowego silnika w samochodzie przy pomocy karty DSPACE.

Kosmol J., Jozsko M.: Dobór eliminatora drgań dla wielkogabarytowego freza tarczowego.

Koziński M. S., Kołowski B.: Przykład doboru warunków brzegowych typu utwierdzenia w modelu elementów skończonych układów płytowych.

Łazarz B., Madej H., Wilk A.: Metody obniżenia wibroaktywności układów napędowych z przekładnią zębatą.

Majkut L.: Symptomy drganiowe pęknięcia belki.

Mączak J., Radkowski S., Szczurowski K.: O pewnej metodzie diagnozowania struktur sprężonych.

Michalczyk J., Baran K.: Wykorzystanie sprężyn negatywnych dla stabilizacji pożądanej formy ruchu synchronicznego.

Michalczyk J., Bednarski Ł.: Graniczne przypadki rozruchu przenośnika wiracyjnego.

Michalczyk J., Bednarski Ł.: Rezonans parametryczny wibratora przenośnika wiracyjnego.

Michałowski S., Stolarski B., Dziechciowski Z.: Możliwości sterowania strukturą kabiny z uwagi na komfort akustyczny w jej wnętrzu.

Olszewski R.: Wpływ warunków brzegowych na funkcję transmitancji układu akustycznego w pomieszczeniu zamkniętym.

Stryczniewicz L., Piechowicz J.: Zastosowanie metody inwersji w warunkach przemysłowych.

Tylicki H.: Koncepcja pokładowego systemu rozpoznawania stanu maszyny.

Wszolek G.: Mikrofony wszechpogodowe.

Wszolek W., Wszolek T.: Metody sztucznej inteligencji we wspomaganiu systemów monitoringu.

Żywica G.: Współczesne metody identyfikacji modeli układów mechanicznych na przykładzie maszyny wirnikowej.



Stefan WEYNA, Wojciech WEYNA

„KSZTAŁTY DŹWIĘKU - Galeria wizualizacji przepływu fal akustycznych w ośrodkach rzeczywistych”

ISBN 83-60140-58-8, ISBN 978-83-601405-8-1

ZAPOL Szczecin 2006 r.

Dzięki współczesnym badaniom wektorowych efektów ruchu falowego możemy już dzisiaj wizualizować dynamiczne zjawiska zachodzące w akustycznym polu przepływowym w podobny sposób, jak to się robi w hydrodynamice lub innych dziedzinach fizyki eksperymentalnej.

Prezentowany album fotogramów ilustruje wyniki badań przestrzennego rozkładu wektorowych pól akustycznych utworzonych przez źródła rzeczywiste. Graficzne sposoby prezentacji wyników pomiarów w postaci *strumienia natężenia dźwięku*, *kształtów wędrującej fali* oraz *przestrzennych izopowierzchni natężenia* umożliwiają pełną interpretację zjawisk w przepływowym polu akustycznych. Na fotogramach obrazowane są efekty wywołane przepływem fali, gdy na jej drodze pojawią się przeszkody zaburzające ruch źródłowy. Odbicia

i ruchy wsteczne, opływy krawędziowe, efekty wzajemnego oddziaływania fal (interferencje), kształty wirów i rotacji, rozproszenia, lokalne wzmocnienia i osłabienia fal, pokazują wszystko to, co w technice kojarzymy z opisem dynamiki przepływu energii akustycznej w ośrodkach sprężystych. Nie można uzyskać tych informacji z badań klasycznych wykonywanych za pomocą pomiaru ciśnienia akustycznego i dlatego efekty badań natężeniowych stanowią nową formę opisu ruchu falowego, nieznana dotychczas akustykom z badań eksperymentalnych.

Tak jak w innych przypadkach stosowania wizualizacji efektów badań naukowych, zaproponowane przez Autorów graficzne formy wizualizacji przepływów falowych mają ułatwić ekspertom wyciąganie właściwych wniosków z badań, ale jednocześnie spełnić pewną rolę popularno-naukową w innych środowiskach. Pomysł wydania albumu fotogramów z wynikami unikatowych badań eksperymentalnych akustycznych pól źródeł rzeczywistych jest interesujący z obu względów. Zamieszczone obok poszczególnych fotogramów opisy wnoszą podstawowe informacje o ilustrowanym zjawisku akustycznym i warunkach metrologicznych w jakich badania prowadzono. Na końcu albumu, dla zainteresowanych techniką natężenia dźwięku dołączono dodatkowe informacje merytoryczne, a na płycie CD zatytułowanej „Kształty Dźwięku” pokazano animacje ruchu falowego opracowane na podstawie danych wziętych z pomiarów wykonanych na kilkunastu modelach źródeł rzeczywistych.

VI KRAJOWA KONFERENCJA "DIAGNOSTYKA TECHNICZNA URZĄDZEŃ I SYSTEMÓW" diag'2006

Ustroń, 17÷20 października 2006

SPRAWOZDANIE Z VI KRAJOWEJ KONFERENCJI DIAG'2006 "DIAGNOSTYKA TECHNICZNA URZĄDZEŃ I SYSTEMÓW"

W dniach 17 ÷ 20 października 2006 r., w ORW „Muflon” w Ustroniu, odbyła się VI Krajowa Konferencja **DIAG'2006** dedykowana 20-leciu cyklu konferencyjnego DIAG oraz 55-leciu istnienia Wojskowej Akademii Technicznej.



Organizatorem konferencji był Instytut Systemów Elektronicznych Wydziału Elektroniki Wojskowej Akademii Technicznej, a stowarzyszeniami wspierającymi – już tradycyjnie: Polskie Towarzystwo Diagnostyki Technicznej oraz Zespół Diagnostyki Sekcji Podstaw Eksploatacji Komitetu Budowy Maszyn PAN.

Przewodniczącym Komitetu Naukowego DIAG'2006 był dr hab. inż. Tadeusz DĄBROWSKI, a funkcję przewodniczącego Komitetu Organizacyjnego wykonywał mgr inż. Roman WRONA.

Komitet Naukowy konferencji – pod przewodnictwem Honorowych Przewodniczących w osobach: prof. Lesława BĘDKOWSKIEGO i prof. Czesława CEMPELA – stanowił elitarny zespół pracowników naukowo-badawczych (47 osób) reprezentujących wszystkie ważniejsze krajowe ośrodki zajmujące się badaniami, nauczaniem i stosowaniem diagnostyki technicznej w praktyce eksploatacyjnej.

W konferencji **wzięło udział 117 osób** – w tym 103 uczestników merytorycznych (Tabela 1)

i 14 osób wykonujących m. in. zadania organizacyjne.

Na konferencji – w ramach 6-u sesji plenarnych i 2-u sesji posterowych – **przedstawiono 88 referatów** (w tym 31 referatów plenarnych i 57 referatów plakatowych).



Materiały konferencyjne zostały wydane w postaci:

- tomu drukowanego, zawierającego dwustronicowe skróty referatów zgłoszonych (191 stron A-4);
- płyty CD zawierającej pełne teksty i skróty wszystkich referatów.

Ponadto, nadesłane na konferencję referaty zostały recenzowane przez członków Komitetu Naukowego – i w przypadku pozytywnej recenzji – zostały skierowane do druku w postaci artykułów w czasopiśmie naukowym „DIAGNOSTYKA” wydawanym pod patronatem Polskiego Towarzystwa Diagnostyki Technicznej przez Uniwersytet Warmińsko-Mazurski w Olsztynie.

Konferencja DIAG'2006 pozwoliła uczestnikom wymienić aktualne doświadczenia i informacje w sferze badań i osiągnięć naukowych oraz dydaktycznych, a także w sferze praktyki eksploatacyjnej.

Na podstawie liczby i treści referatów można oszacować rozkład zainteresowań uczestników konferencji poszczególnymi obszarami diagnostyki. Tabela 2 przedstawia to w ujęciu tematyczno-procentowym.

Tabela 1. Statystyka miejsc zatrudnienia uczestników DIAG'2006

MIEJSCOWOŚĆ	INSTYTUCJA	LICZBA UCZESTNIKÓW z instytucji	LICZBA UCZESTNIKÓW z miejscowości
Białystok	Politechnika Białostocka	7	7
Bydgoszcz	Akademia Techniczno-Rolnicza	3	3
Częstochowa	Politechnika Częstochowska	1	1
Gdańsk	PAN Instytut Maszyn Przepływowych	1	3
	Politechnika Gdańska	2	
Gdynia	Akademia Marynarki Wojennej	4	8
	Akademia Morska	4	
Gliwice	Politechnika Śląska	7	7
Kielce	Politechnika Świętokrzyska	3	3
Kraków	Akademia Górniczo-Hutnicza	5	5
Olsztyn	Uniwersytet Warmińsko-Mazurski	4	4
Opole	Politechnika Opolska	2	2
Poznań	Przemysłowy Inst. Maszyn Rolniczych	1	3
	Politechnika Poznańska	2	
Radom	Politechnika Radomska	1	1
Rzeszów	Politechnika Rzeszowska	1	1
Szczecin	Politechnika Szczecińska	2	6
	Akademia Morska	4	
Warszawa	Instytut Techniczny Wojsk Lotniczych	3	40
	Instytut Energetyki	1	
	Politechnika Warszawska	12	
	Wojskowa Akademia Techniczna	24	
Wrocław	Politechnika Wrocławska	2	2
Zielona Góra	Uniwersytet Zielonogórski	2	2
Inne - krajowe	Vibroexpert	1	1
	Polski Rejestr Statków	2	2
Inne - zagraniczne	Ukraina – Politechnika Lwowska	2	2
	RAZEM	103	103

Tabela 2. Obszary tematyczne referatów nadesłanych na DIAG'2006

Lp	Nazwa obszaru	Liczba referatów [%]
1	Zjawiska fizyczne wykorzystywane w diagnostyce	11,3
2	Metody i algorytmy diagnozowania	22,6
3	Systemy i urządzenia diagnostyczne	8,6
4	Diagnostyka systemów antropotechnicznych	3,3
5	Diagnostyka bezpieczeństwa	6
6	Diagnostyka środowiska	2
7	Diagnostyka urządzeń mechanicznych	18,6
8	Diagnostyka urządzeń elektrycznych (elektronicznych i elektroenergetycznych)	8
9	Komputerowe modele procesów uszkodzeniowych i diagnostycznych	14,6
10	Inne (np. diagnostyka człowieka)	4,6



W nawiązaniu do zaprezentowanych referatów oraz przeprowadzonych dyskusji dają się sformułować następujące spostrzeżenia i wnioski.

1. Jak wynika z tabeli 2 stosunkowo mały jest udział referatów dotyczących diagnostyki obiektów elektrycznych i elektronicznych. Taka sytuacja istniała na wszystkich dotychczasowych konferencjach. Warto zastanowić się nad tym, jakie są tego przyczyny. Czy elektronicy-diagnostycy interesują się bardziej innymi konferencjami i tam ujawniają swój dorobek?
2. Zauważa się wzrost prac badawczych zmierzających do połączenia osiągnięć diagnostyki technicznej i medycznej oraz uzyskania nowych jakościowo rozwiązań. Wysiłki te przynoszą interesujące wyniki oraz lepsze i bardziej obiektywne diagnozy.
3. Wydaje się, że wszystkie procedury diagnostyczne dają zawsze mniej lub bardziej niepewne wyniki, co prowadzi do niepewnych diagnoz, a w konsekwencji często do błędnych decyzji eksploatacyjnych. Zazwyczaj diagnosta – wybierając diagnozę najbardziej prawdopodobną – przyjmuje milcząco, że jest to diagnoza przynajmniej „prawie pewna”, czyli niezawodna. Niejednokrotnie okazuje się to błędem i może

skutkować stratami ekonomicznymi, a w niektórych przypadkach może inicjować stan niebezpieczeństwa. Ten problem wymaga większej uwagi diagnostyków.

4. Zazwyczaj rozpatruje się obiekty diagnozowania jako obiekty jednozadaniowe, ponieważ pozwala to upraszczać problemy. W istocie większość obiektów ma charakter wielozadaniowy (np. obiekty sieciowe), pozwalający na jednoczesne użytkowanie ich przez wielu użytkowników (różne funkcje, różne fragmenty obiektu). Pojawia się tu problem kryterium zdolności takich obiektów (ważny dla decyzji diagnostycznych) oraz ważny problem ich dozoru w sposób niezakłócający procesów funkcjonalnych.



5. Jak się wydaje, za mało uwagi (i prac badawczych) poświęca się identyfikacji czynników inicjujących procesy destrukcyjne (uszkodzeniowe) oraz identyfikacji czynnych procesów destrukcyjnych w jak najwcześniejszej fazie ich rozwoju, gdy poziom towarzyszących im objawów jest trudno wykrywalny. Innymi słowy: jest to problem powiązania dozoru z szeroko rozumianą profilaktyką uszkodzeń, co może znacznie zwiększyć nieuszkodzalność obiektów.
6. W dyskusjach prowadzonych podczas konferencji podnoszony był problem punktacji referatów. Zwracano uwagę na upowszechniające się ostatnio zjawisko lekceważenia wszelkich konferencji krajowych co znajduje wyraz w żenująco niskim punktowaniu referatów publikowanych w recenzowanych materiałach konferencyjnych. Jest to sytuacja szkodliwa,

wymagająca sprzeciwu ze strony środowisk naukowych. Dominuje przekonanie, że podobnie jak formalny rozwój intelektualny człowieka zaczyna się od szkoły podstawowej i przechodzi przez kolejne szczeble do tytułu profesorskiego, tak również publikowana twórczość naukowa zaczyna się od seminariów zakładowych przez seminaria instytutowe, lokalne konferencje, **krajowe konferencje**, międzynarodowe konferencje, aż do prezentacji swoich osiągnięć naukowych na najwyższym, światowym forum. Dlatego **nie wolno rezygnować z różnych form i szczebli publikacji naukowych**. Problem ten wymaga szerokiej dyskusji i zajęcia w tej kwestii wyraźnego stanowiska przez środowiska naukowe.



W trakcie dyskusji „okrągłego stołu” zdecydowano o kontynuowaniu cyklu. Następna konferencja powinna się odbyć za 3 lata tj. w roku 2009. Sugerowano przy tym by wziąć – przy organizacji – pod uwagę wariant konferencji realizowanej częściowo za granicą, np. we Lwowie.

Miłym elementem konferencji była uroczystość wręczenia Medalu im. Profesora Stefana ZIEMBY Panu Profesorowi Janowi GRONOWICZOWI z Politechniki Poznańskiej, w uznaniu Jego zasług dla rozwoju nauk eksploatacyjnych. Dekoracji dokonał prof. Jan KICIŃSKI przewodniczący Kapituły Medalu.



Nie ulega wątpliwości, że dobra organizacja konferencji, miła atmosfera i atrakcyjna impreza przy grillu są wynikiem ogromnego zaangażowania Komitetu Organizacyjnego pod kierunkiem mgr. inż. Romana WRONY. Zespołowi temu należą się słowa uznania i serdecznego podziękowania.

W imieniu Komitetu Naukowego
Przewodniczący

Dr hab. inż. Tadeusz DĄBROWSKI
prof. nadzw. WAT

Recenzenci publikowanych prac:

prof. dr hab. inż. Wojciech BATKO
dr hab. inż. Piotr BIELAWSKI, prof. AM
prof. dr hab. inż. Adam CHARCHALIS
dr hab. inż. Janusz GARDULSKI, prof. PŚ
prof. dr hab. inż. Tadeusz GLINKA
dr hab. Henryk KAŻMIERCZAK
prof. dr hab. inż. Jan KICIŃSKI
prof. dr hab. Krzysztof KOŁOWROCKI
dr hab. inż. Henryk MADEJ, prof. PŚ
prof. dr hab. inż. Ryszard MICHALSKI

prof. dr hab. inż. Stanisław NIZIŃSKI
prof. dr hab. inż. Mieczysława PRAŻEWSKA
prof. dr hab. inż. Stanisław RADKOWSKI
prof. dr hab. inż. Robert SCHAEFER
prof. dr hab. inż. Janusz SZPYTKO
dr hab. inż. Mirosław ŚWIERCZ, prof. PB
prof. dr hab. inż. Tadeusz UHL
prof. dr hab. inż. Wojciech WAWRZYŃSKI
prof. dr hab. inż. Maciej WOROPAY

Druk:

Centrum Graficzne „GRYF”, ul. Pieniężnego 13/2, 10-003 Olsztyn, tel. / fax: 089-527-24-30

Oprawa:

Zakład Poligraficzny, UWM Olsztyn, ul. Heweliusza 3, 10-724 Olsztyn
tel. 089-523-45-06, fax: 089-523-47-37



Uniwersytet Warmińsko -
Mazurski w Olsztynie
Wydział Nauk Technicznych
Katedra Budowy, Eksploatacji
Pojazdów i Maszyn



Polskie Towarzystwo
Diagnostyki Technicznej

Zespół Diagnostyki SE KBM PAN



Instytut Maszyn Przepływowych
PAN Gdańsk



Akademia Marynarki Wojennej
w Gdyni
Wydział Mechaniczno-Elektryczny
Instytut Konstrukcji
i Eksploatacji Okrętów

IV MIĘDZYNARODOWY KONGRES DIAGNOSTYKI TECHNICZNEJ



09-12 WRZEŚNIA 2008
OLSZTYN POLSKA
Komunikat nr 1

<http://www.uwm.edu.pl/wnt/kongres>



XXXIV Ogólnopolskie Sympozjum DIAGNOSTYKA MASZYN

Węgierska Górka 5.03÷10.03.2007

Organizatorzy:

Wydział Transportu Politechniki Śląskiej

Polskie Towarzystwo Diagnostyki Technicznej

Zespół Diagnostyki Sekcji Podstaw
Eksploatacji KBM PAN

Komunikat nr 1

<http://www.konferencje.polsl.pl/diagmasz>

Wszystkie opublikowane w czasopiśmie artykuły uzyskały pozytywne recenzje, wykonane przez niezależnych recenzentów.

Redakcja zastrzega sobie prawo korekty nadesłanych artykułów.

Kolejność umieszczenia prac w czasopiśmie zależy od terminu ich nadesłania i otrzymania ostatecznej, pozytywnej recenzji.

Wytyczne do publikowania w DIAGNOSTYCE można znaleźć na stronie internetowej:

<http://www.uwm.edu.pl/wnt/diagnostyka>

Redakcja informuje, że istnieje możliwość zamieszczania w DIAGNOSTYCE ogłoszeń i reklam.

Jednocześnie prosimy czytelników o nadsyłanie uwag i propozycji dotyczących formy i treści naszego czasopisma.

Zachęcamy również wszystkich do czynnego udziału w jego kształtowaniu poprzez nadsyłanie własnych opracowań związanych z problematyką diagnostyki technicznej. Zwracamy się z prośbą o nadsyłanie informacji o wydanych własnych pracach nt. diagnostyki technicznej oraz innych pracach wartych przeczytania, dostępnych zarówno w kraju jak i zagranicą.