

DIAGNOZA - GENEZA - PROGNOZA => PODSTAWA KAŻDEJ DECYZJI

Polskie
Towarzystwo
Diagnostyki
Technicznej

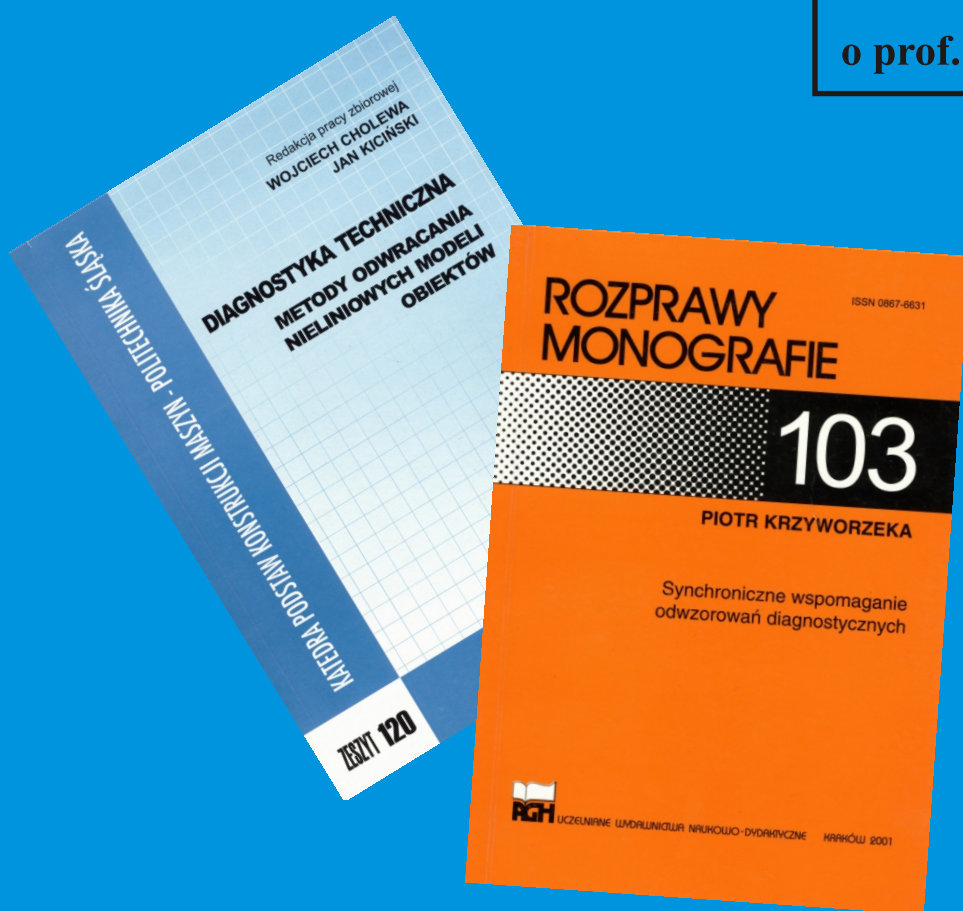
afiliowane przy

Wydziale Nauk
Technicznych
Polskiej Akademii Nauk

Diagnostyka

ISSN 641-6414

**Wspomnienia
o prof. Zenonie Orłowskim, s. 5**



XXIX Ogólnopolskie Sympozjum
DIAGNOSTYKA MASZYN
Węgierska Górka '2002

XI KONFERENCJA
"DIAGNOSTYKA MASZYN ROBOCZYCH I POJAZDÓW"
i "III FORUM MŁODYCH"
BYDGOSZCZ - BORÓWNO '2002

VOL. 26

2002 r.

Rada programowa

Przewodniczący:

prof. dr hab. Czesław Cempel *Politechnika Poznańska*

Redaktor Naczelny:

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

Członkowie:

prof. dr hab. inż. Jan Adamczyk

AGH w Krakowie

prof. dr hab. inż. Wojciech Batko

AGH w Krakowie

prof. dr hab. inż. Lesław Będkowski

WAT Warszawa

prof. dr hab. inż. Adam Charchalis

AMW w Gdyni

prof. dr hab. inż. Wojciech Cholewa

Politechnika Śląska

prof. dr hab. inż. Zbigniew Dąbrowski

Politechnika Warszawska

prof. dr hab. inż. Jan Kiciński

IMP w Gdańsku

prof. dr hab. inż. Jerzy Kisilowski

Politechnika Warszawska

prof. dr hab. inż. Stanisław Niziński

UWM w Olsztynie

prof. dr hab. inż. Zenon Orłowski

IE w Warszawie

dr hab. inż. Stanisław Radkowski *prof. PW*

Politechnika Warszawska

prof. dr hab. inż. Tadeusz Uhl

AGH w Krakowie

prof. dr hab. inż. Andrzej Wilk

Politechnika Śląska

prof. dr hab. inż. Bogdan Żółtowski

ATR w Bydgoszczy

Recenzenci opublikowanych prac:

dr hab. inż. Zbigniew Burski

prof. dr hab. inż. Zbigniew Dąbrowski

prof. dr hab. inż. Stanisław E. Dworecki

prof. dr hab. inż. Jan Kiciński

prof. dr hab. inż. Ryszard Michalski

prof. dr hab. inż. Stanisław Niziński

dr inż. Maciej Tabaszewski

dr hab. inż. Henryk Tylicki - *prof. ATR*

prof. dr hab. inż. Tadeusz Uhl

prof. dr hab. inż. Bogdan Żółtowski

WYDAWCA:

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

REDAKTOR NACZELNY:

prof. dr hab. inż. Ryszard Michalski

CZŁONKOWIE KOMITETU

REDAKCyjNEGO:

dr inż. Paweł Mikołajczak

mgr inż. Krzysztof Ligier

REDAKCJA CZASOPISMA:

Uniwersytet Warmiński – Mazurski,
Katedra Eksploatacji Pojazdów i Maszyn
10-736 Olsztyn, ul. Oczapowskiego 11,
tel./fax (0-PREFIKS-89) 523-34-63
e-mail: diagnostyka@uwm.edu.pl

KONTO PTDT:

Bank Przemysłowo Handlowy S.A.
II O/ Warszawa
nr konta: 10601015-320000461123

Wszystkie opublikowane prace w czasopiśmie uzyskały pozytywne recenzje.

Redakcja zastrzega sobie prawo korekty nadesłanych artykułów.

Kolejność umieszczenia prac w czasopiśmie zależy od terminu ich nadesłania i otrzymania ostatecznej, pozytywnej recenzji.

Wytyczne do publikowania w DIAGNOSTYCE można znaleźć na stronie internetowej:

<http://www.uwm.edu.pl/wnt/diagnostyka>

Redakcja informuje, że istnieje możliwość zamieszczania w DIAGNOSTYCE ogłoszeń i reklam.

Jednocześnie prosimy czytelników o nadsyłanie uwag i propozycji dotyczących formy i treści naszego czasopisma. Zachęcamy również wszystkich do czynnego udziału w jego kształtowaniu poprzez nadsyłanie własnych opracowań związanych z problematyką diagnostyki technicznej. Zwracamy się z prośbą o nadsyłanie informacji o wydanych własnych pracach nt. diagnostyki technicznej oraz innych pracach wartych przeczytania, dostępnych zarówno w kraju jak i zagranicą.

Spis treści

Słowo Redaktora	5
Wspomnienia o prof. Zenonie Orłowskim	5
ARTYKUŁY GŁÓWNE	
Wojciech BATKO, Andrzej MIKULSKI – AGH w Krakowie	7
<i>Zastosowanie metod falkowych w systemach monitoringu wibroakustycznego łożyskowania urządzenia wyciągowego.</i>	
<i>Application Of Wavelet Analysis In Monitoring Systems Of Bearings Of Hoisting Machine.</i>	
Jan KICIŃSKI – UWM w Olsztynie	13
<i>Sprężone formy drgań w budowie maszyn - próba określenia wyróżnika diagnostycznego.</i>	
<i>Coupled Forms Of Vibrations In Machinery Building - An Attempt Of Diagnostic Discriminant Determination.</i>	
Tomasz GAŁKA, <u>Zenon ORŁOWSKI</u> – Instytut Energetyki w Warszawie	21
<i>Uwzględnienie procesów degradacji materiału w wibrodiagnostyce turbin energetycznych.</i>	
<i>Material Degradation Processes In Vibrodiagnostics Of Utility Steam Turbines.</i>	
Adam PIETRZYK, Tadeusz UHL – AGH w Krakowie	29
<i>Optymalizacja eksploatacji maszyn i urządzeń.</i>	
<i>Asset Maintenance Optimization.</i>	
Bogusław Łazarz – Instytut Transportu Politechniki Śląskiej	37
<i>Modelowanie lokalnych uszkodzeń kół zębatach do celów diagnostycznych.</i>	
<i>The Gear Wheel Local Damages Modelling For Diagnostics Purpose.</i>	
Henryk MADEJ – Instytut Transportu Politechniki Śląskiej	45
<i>Wykorzystanie sygnału resztkowego drgań diagnostyce przekładni zębatach.</i>	
<i>The Application Of Residual Vibration Signal To Gearbox Fault Detection.</i>	
Jerzy SZKODA – UWM w Olsztynie	53
<i>Wykorzystanie kart kontrolnych Shewharta do diagnozowania stanów statystycznego uregulowania procesów produkcyjnych.</i>	
<i>Shewhart Control Charts Application In Diagnosing The States Of Statistical Regulation Of Production Processes.</i>	
Krzysztof KOSOWSKI, Marian PIWOWARSKI – Politechnika Gdańska	59
<i>Wpływ mimośrodowego przemieszczenia wału względem korpusu na wymuszenia aerodynamiczne generowane w uszczelnieniu nadbandażowym wirnika turbinowego. Część I: Stanowisko badawcze.</i>	
<i>The Influence Of Rotor Speed On The Aerodynamic Forces Generated In The Shroud Clearance Of A Turbine Stage. Part I: Test Rig.</i>	
Krzysztof KOSOWSKI, Marian PIWOWARSKI – Politechnika Gdańska	65
<i>Wpływ mimośrodowego przemieszczenia wału względem korpusu na wymuszenia aerodynamiczne generowane w uszczelnieniu nadbandażowym wirnika turbinowego. Część II: pole ciśnienia.</i>	
<i>The Influence Of Rotor Speed On The Aerodynamic Forces Generated In The Shroud Clearance Of A Turbine Stage. Part II: Pressure Distribution.</i>	
Krzysztof KOSOWSKI, Marian PIWOWARSKI – Politechnika Gdańska	70
<i>Wpływ mimośrodowego przemieszczenia wału względem korpusu na wymuszenia aerodynamiczne generowane w uszczelnieniu nadbandażowym wirnika turbinowego. Część III: Siły i momenty.</i>	
<i>The Influence Of Rotor Speed On The Aerodynamic Forces Generated In The Shroud Clearance Of A Turbine Stage. Part III: Aerodynamic Forces And Moments.</i>	
Wojciech WAWRZYŃSKI – Politechnika Warszawska	75
<i>Rozwiązania diagnostyczne w sieciach informatycznych.</i>	
<i>Diagnostic Procedures For Computing Networks.</i>	
Zbigniew BURSKI, Joanna TARASIŃSKA – Academy of Agriculture in Lublin	81
<i>Romuald SADKIEWICZ – The Superior School of Agriculture in Vilnius</i>	
<i>The Researches On The Vibrations Of The Engine Units By The Method Of Multifactor Interactions Of Variances Under The Conditions Of Work Environment Pollution.</i>	
<i>Badania drgań silnika w warunkach pracy w zanieczyszczonym środowisku metodą wieloczynnikowej analizy wariancji.</i>	
Mariusz CHALAMONSKI – ATR w Bydgoszczy	87
<i>Diagnozowanie układów hydrauliki maszynowej.</i>	
<i>Diagnostic Of Hydraulic Systems.</i>	
Wiktor KUPRASZEWICZ – Centrum Szkolenia Czołgowo-Samochodowego w Pile	94
<i>Bogdan ŻÓLTOWSKI – ATR w Bydgoszczy.</i>	
<i>Dobór zespołu ekspertów do diagnozowania stanu maszyn.</i>	
<i>The Selection Of The Experts Team To Diagnose The Condition Of The Machines.</i>	

Tadeusz M. DĄBROWSKI – Wojskowa Akademia Techniczna w Warszawie	101
<i>Metrologiczno-informacyjne aspekty badań diagnostycznych.</i>	
<i>Metrological - Informative Aspects Of Diagnostic Investigations.</i>	
Karol KWIATKOWSKI, Bogdan ŻÓŁTOWSKI – ATR w Bydgoszczy	107
<i>Ekologiczne aspekty oddziaływania silników wysokoprężnych.</i>	
<i>Ecological Aspects Of Influence Of The Diesel Engines.</i>	
Krzysztof ŁUKASIK – Wydział Mechaniczny, Katedra Obróbki Plastycznej Lublin	111
<i>Możliwości analizy wibroakustycznej i badań diagnostycznych systemu przepływowego zaworów homogenizujących.</i>	
<i>A Possibility Of Vibration Analysis And Diagnostic Investigation Of Homogenizing Valves Flow System.</i>	
Sławomir BANASZEK – Instytut Maszyn Przepływowych PAN	116
<i>Wyznaczanie współczynników dynamicznych ramy fundamentowej wirnika laboratoryjnego w oparciu o przedziały adekwatności.</i>	
<i>The Laboratory Rotor Support Frame Dynamic Coefficients Obtaining Based On The Adequacy Ranges.</i>	
Mariusz GIBIEC – AGH w Krakowie	121
<i>Neuronowe mapy cech w systemie diagnostycznym elektrowni.</i>	
<i>Neural Feature Maps In Power Plant Diagnostic System.</i>	
Małgorzata ŁATUSZYŃSKA – Uniwersytet Szczeciński, Marek JANKOWSKI – ATR w Bydgoszczy	127
<i>Modelowanie przedsiębiorstwa transportowego w ujęciu obiektowym.</i>	
<i>Object Approach To Modeling Of Transport Company.</i>	
Henryk KAŻMIERCZAK – Przemysłowy Instytut Maszyn Rolniczych Poznań	133
<i>Badania trwałości zmęczeniowej maszyn metodą analizy rozkładu mocy obciążeń dynamicznych.</i>	
<i>Testing Of Fatigue Life Of Machines' Using The Method Of Analysis Of Dynamic Loads Power Distribution.</i>	
Jacek CIEŚLIK – AGH w Krakowie	143
<i>Zastosowanie natężenia dźwięków strukturalnych do diagnostyki nieciągłości belek i płyt.</i>	
<i>Application Of Structural Sound Intensity To Diagnostics Of Discontinuities In Beams And Plates.</i>	
Henryk TYLICKI, Leszek SURÓWKA – ATR w Bydgoszczy	151
<i>Podatność diagnostyczna układów hydraulicznych maszyn roboczych.</i>	
<i>Diagnostical Susceptibility Of Hydraulic Systems Of Working Machines.</i>	
Henryk TYLICKI – ATR w Bydgoszczy	156
<i>Redukcja informacji diagnostycznej w rozpoznawaniu stanu maszyn.</i>	
<i>The Reduction Of Diagnostics Information In Recognizing Of State Machines.</i>	
Bogdan ŻÓŁTOWSKI – ATR w Bydgoszczy	165
<i>Deskryptory diagnostycznego systemu eksploatacji maszyn.</i>	
<i>Descriptors Of Diagnostic System In Exploitation Of Machines.</i>	
KONFERENCJE	
XXIX Ogólnopolskie Sympozjum „Diagnostyka Maszyn”	172
XI Konferencja „Diagnostyka Maszyn Roboczych i Pojazdów”	173
RECENZJE	
W. Cholewa, J. Kiciński: „Diagnostyka techniczna, metody odwracania nieliniowych modeli obiektów”	176
P. Krzyworzeka: „Synchroniczne wspomaganie odwzorowań diagnostycznych”	177
INFORMACJE PTDT	
Protokół z zebrania Zarządu Głównego PTDT. Węgierska Górka, 05.03.2002 r.	179

W niniejszym numerze *Diagnostyki* zamieszczono prace przedstawione na **XI Konferencji „Diagnostyka Maszyn Roboczych i Pojazdów”**, które po pozytywnych recenzjach zostały zakwalifikowane do druku. Wykaz tych prac zamieszczono na stronie 175.

SŁOWO REDAKTORA

Odszedł od nas nagle, na zawsze Ś.P. Profesor nauk technicznych Zenon Orłowski – prawy człowiek, założyciel i Prezes Polskiego Towarzystwa Diagnostyki Technicznej.

Rodzina, współpracownicy, koledzy i członkowie PTDT z głębokim smutkiem i żalem pożegnali Zmarłego 2 lipca 2002 r.

Był wspaniałym kolegą i wybitnym naukowcem. Potrafił integrować środowisko naukowe wokół istotnych problemów badawczych. Pomimo trudnej sytuacji finansowej polskiej nauki potrafił organizować środki na dofinansowanie szeregu cennych inicjatyw badawczych, konferencji międzynarodowych i krajowych. Profesor żył na co dzień problematyką środowiska diagnostyki technicznej, potrafił zjednywać ludzi z różnych dziedzin nauki. Śmierć wyrwała z naszego grona człowieka szlachetnego, o wysokiej kulturze osobistej, osobę powszechnie szanowaną i cenioną w kraju i za granicą.

Będziemy zawsze pamiętać o Profesorze Orłowskim, jako o osobie skromnej o nadzwyczajnych cechach charakteru. Korzystać będziemy z jego nieprzeciętnych dokonań naukowych, które pozostawił w swoich publikacjach.

Dziś u kresu Jego ostatniej drogi z głębokim żalem i szacunkiem pochylając się nad Jego mogiłą składałam w imieniu rady programowej i redakcji czasopisma **DIAGNOSTYKA** najszczerze kondolencje i wyrazy głębokiego współczucia Żonie Profesora i Jego Rodzinie.

Zamieszczone w niniejszym numerze „Diagnostyki” prace związane są ściśle ze współorganizowanymi przez Profesora Orłowskiego Konferencjami: „Diagnostyka Maszyn” w Węgierskiej Górze i „Diagnostyka Maszyn Roboczych i Pojazdów” w Borównie.

Ryszard Michalski

WSPOMNIENIA O PROFESORZE ZENONIE ORŁOWSKIM



Odszedł od nas człowiek niezwykle, pełen pogody ducha, skromny i zrównoważony, szczery, prostolinijny. Do świata i ludzi odnosił się z wielką życzliwością. Łatwo zjednywał sobie sympatię. Był zawsze oparciem dla innych i nie odmawiał pomocy. Zaś dla siebie żądał tak niewiele. Zwykle

mówił, że ma wszystko i niczego nie potrzebuje. Przez całe życie, choć sprawy zawodowe traktował bardzo poważnie, nie zaniedbywał najbliższych. Tak często doświadczaliśmy Jego miłości i dobroci serca, że zdawała się ona być wieczna.

Odszedł niespodziewanie, bez słowa skargi, jakby nie chciał i teraz sprawić komukolwiek zmartwienia. Niczym nie uda się wypełnić pustki, jaką po sobie zostawił. Ale zawsze będziemy o Nim pamiętać i nosić w naszych sercach.

Myśląc o drodze życiowej Ś.P. Zenona chcielibyśmy zadać sobie kilka pytań:

- Czy można dogonić swoje marzenia ?
Można.
Ale czy można się nimi cieszyć ?
Można, ale zbyt krótko.
- Czy można być zawsze pogodnym i wyrozumiałym ?
Można.
Ale czy wszyscy to doceniają ?
Nie wszyscy.

- Czy można coś w życiu odmienić ?
Można.
Ale czy warto ?
Warto, nawet na krótko.

Wszystkim, którzy byli i są teraz z nami w tych najtrudniejszych chwilach, a zwłaszcza tym, którzy z ogromnym oddaniem i serdecznością nam pomogli

Dziękują najgoręcej

Żona z Rodziną

Drodzy Koledzy, Przyjaciele

Odszedł od nas profesor **Zenon ORŁOWSKI**, przyjaciel, kolega, współtwórca tego co się ostatnio działo w diagnostyce technicznej, od pierwszej konferencji zorganizowanej przez nieodżałowaną pamięć profesora Muellera, na Śląsku, aż do ostatnich dni Jego prezesury Polskiego Towarzystwa Diagnostyki Technicznej. Był z nami przez te ponad 30 lat tworzenia diagnostyki jako **nauki**, wspartej **innowacjami** i wzrastającymi potrzebami przemysłu. Było to uwarunkowane jego zainteresowaniami z jednej strony, a z drugiej potrzebami krajowej energetyki i krytycznością maszyn tam użytkowanych. To dlatego profesor Orłowski był zawsze orędownikiem nowych metod pomiarowych, nowych metod badań obiektów i wnioskowania

o ich stanie. Pamiętam moje dyskusje z nim o metodzie nazwanej BEDIND, do wykrywania informacyjnych symptomów diagnostycznych w latach 80 tych, a potem dyskusje o potrzebie ewentualnych zastosowaniach diagnostycznych procesora energii w latach dziewięćdziesiątych, a na końcu w o wielowymiarowej diagnostyce i symptomowej macierzy obserwacji, na przełomie obecnego wieku. Chciał być zawsze najlepiej poinformowany i wypróbować prawie każdą nową koncepcję diagnozowania. Nie znaczy to iż nie miał swych koncepcji naukowych i innowacyjnych, miał je i to doskonałe, wzory użytkowe, patenty, i **własne modele diagnostyczne** turbozespołów opisane w pracach i książkach. Z drugiej strony był **proaktywny**, zawsze pytał czym może pomóc i pomagał, a doskonale wiedział iż nic tak nie sprzyja rozwojowi cudzej koncepcji, czy metody, jak dyskusja o niej, jak próba jej zastosowania, bo wtedy wychodzą na jaw ewentualne niedoróbki metody i możliwości jej wzbogacenia.

Profesor Orłowski wiedział też, że dla rozwoju nauki, innowacji i wdrożeń w diagnostyce potrzebne jest sprzyjające środowisko, poinformowane i dobrze zorganizowane. Z wdzięcznością więc wspominam jego nieocenioną pomoc przy rejestracji Towarzystwa (PTDT) w 1989 r., i Jego przewodniczenie Towarzystwu od 1996r. Nikt z nas tego przedtem nie robił, pierwszy kontakt z prawem i jego wymogami 'proszę wstać sąd idzie'. Pierwsze próby założenia Informatora Diagnostycznego dla środowiska diagnostyków i późniejsze przekształcenie tego w czasopismo **DIAGNOSTYKA**, w którym zamieszczam to wspomnienie. Spełniły się Jego marzenia o poinformowanym środowisku diagnostyków. Jest Towarzystwo, jest czasopismo naukowo techniczne. A ileż to zabiegów wymagało z Jego strony załatwienie i uaktywnienie funduszy z Komitetu Badań Naukowych, to tylko wiedzą ci, którzy Mu w tym pomagali.

Odszedł od nas **Kolega, Przyjaciół, Innowator, Naukowiec**. Jego brak zauważy każdy, ale zostaną z nami **Jego dokonania, Jego idee**, które dalej będziemy realizować. Dziękujemy ci Profesorze za to, że mieliśmy okazję pracować z Tobą i wspólnie się **uczyć życia**.

Czesław CEMPEL
Przyjaciół

WSPOMNIENIE OSOBISTE

Profesora dr. hab. inż. Zenona Orłowskiego poznałem około 30 lat temu, na jednej z konferencji poświęconej Diagnostyce Maszyn. Byliśmy wtedy młodymi ludźmi i stawialiśmy pierwsze kroki w nauce. Obaj reprezentowaliśmy tą samą dziedzinę, tzn. budowę i eksploatację maszyn. Specjalizowaliśmy się w diagnostyce technicznej.

Zenek zajmował się diagnostyką turbin parowych, ja zaś diagnostyką pojazdów mechanicznych. Był to początek rozwoju diagnostyki maszyn w Polsce. Pomimo, że różniły nas różne maszyny, mieliśmy wiele wspólnych problemów, które trzeba było rozwiązać. Przykładowo wymienialiśmy poglądy na temat: metodyki badań diagnostycznych, w tym badań wibroakustycznych urządzeń technicznych, czujników i miar sygnałów metod i urządzeń diagnostycznych.

Już wtedy Zenon dał się poznać jako człowiek o dużym zasobie wiedzy technicznej, w tym z budowy i funkcjonowania turbin parowych. Imponowało mi to, że swoją wiedzę zdobył w elektrowniach francuskich. Od tego czasu zawsze byliśmy w kontakcie telefonicznym i spotykaliśmy się kilka razy w roku z okazji różnych konferencji, a także na gruncie prywatnym. Można powiedzieć, że losy nasze w diagnostyce były podobne, ponieważ w tej dyscyplinie zdobyliśmy stopień doktora nauk technicznych i zrobiliśmy habilitacje i profesurę.

Obserwowałem zatem rozwój i drogę naukową Zenona. Uważam, że ma On swój istotny wkład w osiągnięciu wysokiego poziomu przez Diagnostykę Techniczną w Polsce i na świecie. Dotyczy to w szczególności takich zagadnień jak: badania procesów wibroakustycznych jako nośników informacji o stanie technicznym turbin parowych, modeli diagnostycznych urządzeń, procedur badań i oceny stanu konkretnych turbin parowych eksploatowanych w Polsce.

Inną dziedziną wymiany informacji była nasza działalność w Zespole Diagnostyki SPE KBM PAN i Polskim Towarzystwie Diagnostyki Technicznej. Jako wieloletni prezes PTDT dał się poznać jako wyśmienity organizator i uczynny kolega. Dzięki jego pomocy ukazało się moja książka pt. „Diagnostyka w systemach działania”. Nie szczędził sił ani czasu na załatwienie pieniędzy w KBN na wydanie książki poświęconej diagnostyce technicznej. Jako naukowiec prof. Zenon Orłowski nie zaniedbywał swojego rozwoju. Wynikiem jego pasji twórczej była ostatnia wydana książka pt. „Diagnostyka w życiu turbin parowych”.

Ostatnio rozmawiałem z Zenonem telefonicznie dwa tygodnie temu. Rozmowa nasza dotyczyła działalności PTDT, wydania mojej książki i tematyki ostatnich konferencji naukowych. Umówiliśmy się na następną rozmowę na początku lipca. Niestety już nie usłyszę Jego głosu i twórczych rad. Wielkim zaskoczeniem było Jego nagle odejście. Jestem przygnębiony i w stanie wielkiego smutku i żalu. Będzie mi Go bardzo brakowało.

Nauka polska – diagnostyka techniczna utraciła wiernego, wybitnego naukowca.

Cześć Jego pamięci.

Stanisław Niziński

ZASTOSOWANIE METOD FALKOWYCH W SYSTEMACH MONITORINGU WIBROAKUSTYCZNEGO ŁOŻYSKOWANIA URZĄDZENIA WYCIĄGOWEGO

Wojciech BATKO, Andrzej MIKULSKI

Akademia Górniczo-Hutnicza, Katedra Mechaniki i Wibroakustyki
30-059 Kraków, Al. Mickiewicza 30, tel. (12) 617-36-24, e-mail: batko@uci.agh.edu.pl

Streszczenie

W pracy zaproponowano zastosowanie analizy falkowej do rozwiązania niektórych problemów z przetwarzaniem niestacjonarnych sygnałów pomiarowych występujących w diagnozowaniu węzłów łożyskowych maszyny pracującej w krótkotrwałym ruchu obrotowym. Rozważania teoretyczne zostały zweryfikowane na obiekcie rzeczywistym – górniczym wyciągu szybowym. Opracowana metodyka jest nowością w diagnozowaniu tych urządzeń i zezwala na badanie łożysk w czasie ruchu, a nie jak dotychczas podczas postoju maszyny wyciągowej.

Słowa kluczowe: diagnostyka wibroakustyczna, przetwarzanie sygnałów, algorytmy oceny stanu.

APPLICATION OF WAVELET ANALYSIS IN MONITORING SYSTEMS OF BEARINGS OF HOISTING MACHINE

Summary

The authors proposed application of wavelet transform to solve some problems with processing of signals from diagnostic test of bearings. In the paper they consider bearings of a hoisting machine where measuring signals are nonstationary. The theoretical works were verified to hoisting machines and a new method might be used to tests while it running instead of tests while the machine is standstill.

Keywords: vibroacoustical diagnostics, signal processing, algorithms of state evaluation.

1. WSTĘP

Przetwarzanie sygnałów pomiarowych z wykorzystaniem transformaty falkowej w ostatnim czasie znalazło wiele zastosowań w badaniach wibroakustycznych. Falki stosowane są diagnostyce maszyn i urządzeń np. silników spalinowych np.: [1], [2], przekładni zębatych np. [3] czy też podzespołów np. łożysk [4].

Jedną z zalet tego narzędzia jest możliwość przetwarzania sygnałów pomiarowych drgań maszyn wirujących w krótkotrwałych cyklach pracy [5], [6] dla których zmienna prędkość obrotowa w czasie rozpędzania, jazdy ustalonej i hamowania, zmienne warunki obciążenia, zależne od obciążenia powodują, że sygnały pomiarowe mają charakter niestacjonarny.

Brak opracowanych dotychczas procedur przetwarzania tej klasy sygnałów - z jednej strony oraz możliwości filtracyjne i aproksymujące falek - z drugiej, zainspirował autorów do opracowania ujednoliconej metodyki diagnozowania takich maszyn. Poniżej, na przykładzie badań łożyskowania koła linowego górniczego urządzenia wyciągowego, przedstawiono część otrzymanych rezultatów.

2. ANALIZA KINEMATYKI RUCHU URZĄDZENIA WYCIĄGOWEGO

Niestacjonarność sygnału drgań łożyska urządzenia wyciągowego mają bezpośredni związek z kinematyką ruchu opisaną układem równań:

$$\omega(t) = \begin{cases} \alpha & \text{dla } 0 < t \leq t_1 \\ \omega = \varepsilon t & \text{dla } t_1 < t \leq t_2 \\ \alpha_2 - \alpha & \text{dla } t_2 < t \leq t_3 \end{cases} \quad (1)$$

W rozważanym przypadku prędkość kątowa jest zmienna, a równanie opisujące drgania harmoniczne ma postać:

$$y = A \sin \left[\int_{t_1}^{t_2} \omega(\tau) d\tau + \varphi_0(t) \right] \quad (2)$$

gdzie: A - amplituda drgań, $\omega(t)$ - częstość drgań, $\varphi_0(t)$ - faza drgań; $\varphi_0(t)=0$

Dla warunków rozruchu i hamowania argument funkcji sinus występującej w równaniu (2) można wyznaczyć wg wzorów:

$$\varphi(t) = \begin{cases} \int_{t_1}^{t_1} \omega(\tau) d\tau & \text{for } 0 < t \leq t_1 \\ 0 & \text{for } t_1 < t \leq t_2 \\ \int_{t_2}^{t_3} \omega(\tau) d\tau & \text{for } t_2 < t \leq t_3 \end{cases} \quad (3)$$

Dla liniowego narastania prędkości kątowej równanie ruchu ma postać:

$$y(t) = \begin{cases} A \sin(0.5 \varepsilon^2 t) & \text{dla } 0 < t \leq t_1 \\ A \sin(\omega t) & \text{dla } t_1 < t \leq t_2 \\ A [\sin(\omega t_2) - \sin(0.5 \varepsilon^2 t_2)] & \text{dla } t_2 < t \leq t_3 \end{cases} \quad (4)$$

a przyspieszenie można wyznaczyć z zależności:

$$a(t) = \begin{cases} A \varepsilon [\cos(0.5 \varepsilon^2 t - \varepsilon^2 \sin(0.5 \varepsilon^2 t))] & \text{dla } 0 < t \leq t_1 \\ -A \omega^2 \sin(\omega t) & \text{dla } t_1 < t \leq t_2 \\ -A \varepsilon [\cos(0.5 \varepsilon^2 t + \varepsilon^2 \sin(0.5 \varepsilon^2 t))] & \text{dla } t_2 < t \leq t_3 \end{cases} \quad (5)$$

gdzie: A – jak wyżej, ε – przyspieszenie kątowe

3. IDENTYFIKACJA USZKODZENIA ELEMENTU ŁOŻYSKA KOŁA LINOWEGO

Do typowych uszkodzeń eksploatacyjnych łożysk tocznych należą uszkodzenia bieżni zewnętrznej, bieżni wewnętrznej, elementów tocznych i kosza. Każde z nich ma swój obraz w widmie częstotliwościowym sygnału pomiarowego. Uszkodzenia punktowe bieżni zewnętrznej generują sygnał o częstotliwości (Ball-Pasing Frequency Outer-race *BPFO*):

$$BPFO[Hz] = \frac{n}{2} f_r \left(1 + \frac{d}{D} \cos \beta \right) \quad (6)$$

uszkodzenia bieżni wewnętrznej (Ball-Pasing Frequency Inner-race *BPMI*):

$$BPMI[Hz] = \frac{n}{2} f_r \left(1 - \frac{d}{D} \cos \beta \right) \quad (7)$$

a uszkodzenia elementu tocznego (Ball Spin Frequency *BSF*):

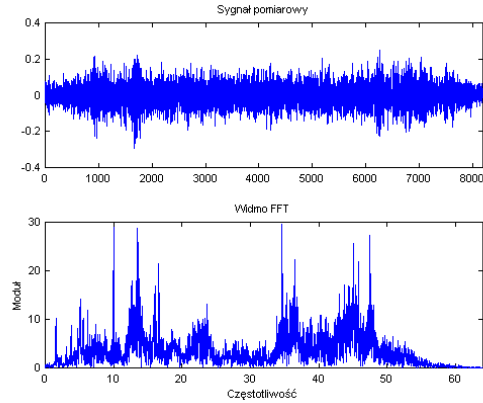
$$BSF[Hz] = \frac{d}{D} f_r \left[1 - \left(\frac{d}{D} \cos \beta \right)^2 \right] \quad (8)$$

gdzie: n – liczba elementów tocznych, f_r – częstotliwość względna pomiędzy bieżnią wewnętrzną a zewnętrzną, d – średnica elementu tocznego, D – średnica łożyska,

Wzory (6)-(8) są proste do zastosowania w przypadku stacjonarnego ruchu obrotowego maszyny, gdy częstotliwość względna f_r pomiędzy bieżniami wewnętrzną a zewnętrzną jest stała, a do obliczania częstotliwości można stosować klasyczny aparat matematyczny przekształcenia Fouriera np. dla łożysk wentylatora, pompy, silnika elektrycznego itp. Metodyka ta jednak zawodzi, gdy założenie stałej prędkości obrotowej w czasie pracy nie jest spełnione tak jak w przypadku urządzeń wyciągowych. Pełny cykl wydobywczy trwa w zależności od głębokości szybu i prędkości jazdy od kilkudziesięciu sekund do co najwyżej dwóch, trzech minut i składa się kolejno z rozpędzania

naczynia wydobywczego, jazdy z ustaloną prędkością oraz hamowania. Krótkie cykle pracy i małe prędkości obrotowe, rzędu kilkudziesięciu obrotów w ciągu minuty są dodatkowymi problemami, gdyż dla tych warunków istnieją naturalne ograniczenia w obliczaniu widm FFT, techniki powszechnej w większości współczesnej aparatury cyfrowej. Ponadto często dodatkowym utrudnieniem są zakłócenia towarzyszące pomiarom, pochodzące od pracy urządzenia wyciągowego.

Rysunek 1 przedstawia przykład sygnału pomiarowego zarejestrowany na obiekcie rzeczywistym oraz jego widmo. W sygnale zawarty jest sygnał uszkodzenia bieżni zewnętrznej, lecz jego obraz w klasycznej transformacji Fouriera jest kompletnie nieczytelny.



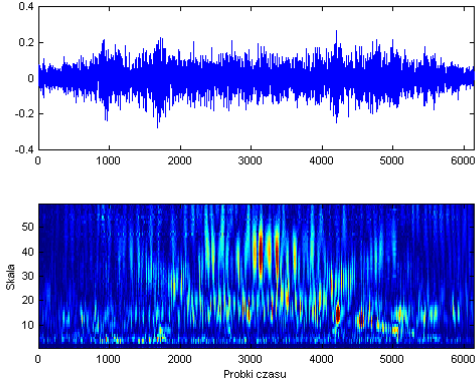
Rys. 1. Sygnał drgań bezwzględnych łożyska jednolinowego koła zabudowanego na wieży szybowej oraz jego widmo obliczone za pomocą FFT

W celu obserwacji zmian częstotliwości rezonansowej uszkodzenia w czasie jazdy urządzenia wyciągowego, sygnał czasowy transformowano na płaszczyznę dwuwymiarową wyznaczoną przez współrzędne czas-częstotliwość. W rozważanym przypadku zastosowano ciągłą transformatę falkową CWT (*Continuous Wavelet Transfrm*) z wykorzystaniem falki Morleta [7] opisaną wzorem:

$$\psi(t) = C e^{-x^2/2} \cos(5x) \quad (9)$$

Wyniki przetwarzania przedstawione są na rysunku 1, na którym składnik energii sygnału pochodzący od uszkodzenia bieżni łożyska widoczny jest w postaci współczynników rozłożonych na płaszczyźnie czas-skala w kształcie litery „U”. Prezentowana metoda zezwala na obserwację zmian poszukiwanego symptomu zarówno przy okresach zmiennej prędkości obrotowej dla rozruchu i hamowania, jak również dla okresu stałej prędkości. W obrazie współczynników widoczne są również obszary podwyższonych współczynników falkowych nieskorelowanych ze zmienną prędkością obrotową, które z punktu widzenia diagnostyki

łożyska są zakłóceniami pochodzącymi prawdopodobnie od drgań konstrukcji wieży szybowej, losowego pobudzenia do drgań związanego z prowadzeniem naczynia w szybie, parcia wiatru na konstrukcję wieży, współpracy koła i liny stalowej i innych. Znajomość rozkładu poszukiwanych częstotliwości na płaszczyźnie czas-skala zezwala na odfiltrowanie sygnału.



Rys. 2. Sygnał drgań z rysunku 1 oraz rozkład współczynników falkowych na płaszczyźnie czas-skala

4. APROKSYMACJA SYGNAŁU DRGAŃ ŁOŻYSK

Sygnał drganiowy rejestrowany podczas badania urządzeń wyciągowych charakteryzuje się dużą zmiennością amplitudy sygnału oraz często obecnością silnych zakłóceń. Zmiana dynamiki wynika z równań (1)-(5), a o przyczynach zakłóceń wspomniano wcześniej. Dla potrzeb opracowania systemów monitorowania stanu istniała potrzeba pozyskania jednolitej bazy odniesień pomiarowych dla okresowych kontroli stanu łożyskowania. Baza taka powinna zapewnić dobrą korelację pomiędzy stanem technicznym urządzenia a sygnałem pomiarowym i powtarzalność przebiegu niezależnie od występujących zakłóceń.

Jednym z podstawowych problemów do rozwiązania w tym przypadku jest filtracja zakłóceń i aproksymacja sygnału pomiarowego.

Sygnał pomiarowy $s[n]$, gdzie n jest zmienną dyskretną można rozpatrywać jako sumę sygnału diagnostycznego $f[n]$ oraz zakłóceń $W[n]$.

$$s[n] = f[n] + W[n] \quad (10)$$

Sygnał (10) możemy zdekomponować w przestrzeni sygnałów względem bazy ortogonalnej $\{g_m\}_{0 \leq m < N}$ na:

$$\langle s, g_m \rangle = \langle f, g_m \rangle + \langle z, g_m \rangle \quad (11)$$

Celem rozważań jest wyznaczenie estymatora $\tilde{Y}$ sygnału f takiego, aby błąd aproksymacji był jak najmniejszy.

W przypadku deterministycznego podejścia do modelowania sygnałów wygodnie jest zastosować nieliniową estymację w bazach sygnałów [8]. W tym przypadku zamiast rozważać całą klasę sygnałów jako pojedynczą realizację procesu Y , badane są niezależnie od siebie każda realizacja f bez wykorzystywania własności probabilistycznych obliczonych poprzez uśrednianie kilku realizacji. Nieliniowe estymatory są niezależne od sygnału i ich zachowanie jest różne w każdej realizacji. Z punktu widzenia obliczeń ten przypadek jest trudniejszy do rozważań niż podejście z wykorzystaniem klasycznej filtracji Wienera sygnałów losowych za pomocą optymalnych estymatorów liniowych, lecz wykorzystanie transformaty falkowej trudności te skutecznie omija.

Dla estymacji nieliniowej estymator sygnału diagnostycznego ma postać:

$$\tilde{Y} = \sum_{m=0}^{N-1} \langle s, g_m \rangle \theta[m] g_m \quad (11)$$

gdzie $\theta[m]$ jest pewną funkcją zależną od każdej realizacji f procesu Y i przybiera wartości ze zbioru dwuelementowego $\theta[m] \in \{0,1\}$.

Średni błąd kwadratowy jest dany wyrażeniem:

$$\varepsilon = \mathbf{E} \left\{ \|f - \tilde{Y}\|^2 \right\} = \sum_{m=0}^{N-1} \mathbf{E} \left\{ \left(\langle f, g_m \rangle - \langle s, g_m \rangle \theta[m] \right)^2 \right\} \quad (12)$$

Ponieważ $s=f+W$ oraz z powodu faktu, że wartość oczekiwana szumu jest równa wariancji:

$$\mathbf{E} \left\{ \langle W, g_m \rangle^2 \right\} = \sigma^2 \quad \text{równanie (12) możemy zapisać:}$$

$$\begin{aligned} \mathbf{E} \left\{ \left(\langle f, g_m \rangle - \langle s, g_m \rangle \theta[m] \right)^2 \right\} = \\ = \left| \langle f, g_m \rangle \right|^2 (1 - \theta[m])^2 + \sigma^2 \theta[m]^2 \end{aligned} \quad (13)$$

Aby obliczyć najmniejszą wartość błędu przyrównujemy pochodną (13) do zera:

$$\frac{\partial \mathbf{E}}{\partial \theta} = \frac{\partial \left(\left| \langle f, g_m \rangle \right|^2 (1 - 2\theta[m] + \theta[m]^2) + \sigma^2 \theta[m]^2 \right)}{\partial \theta} \quad (14)$$

i po uproszczeniach możemy napisać:

$$\theta[m] = \frac{|\langle f, g_m \rangle|^2}{|\langle f, g_m \rangle|^2 + \sigma^2} \quad (15)$$

Jeżeli uwzględnimy wartości $\theta[m]$, to prawdziwa jest relacja:

$$\theta[m] = \begin{cases} 1 & \text{dla } |\langle f, g_m \rangle|^2 \geq \sigma^2 \\ 0 & \text{dla } |\langle f, g_m \rangle|^2 < \sigma^2 \end{cases} \quad (16)$$

Zatem jeżeli wartość zdekomponowanego sygnału w bazie ortogonalnej będzie większa niż wariancja szumu, to funkcja $\theta[m]$ przyjmie wartość równą jeden, co spowoduje, że estymator $\tilde{Y}$ będzie obliczany ze wzoru (11). W przeciwnym przypadku $\tilde{Y}$ przyjmie wartość równą zero. Rozwiązaniem problemu estymacji sygnału diagnostycznego jest wyznaczenie błędu będącego minimum funkcji:

$$\varepsilon = \mathbf{E} \left\{ \|f - \tilde{Y}\|^2 \right\} = \sum_{m=0}^{N-1} \min \left(|\langle f, g_m \rangle|^2, \sigma^2 \right) \quad (17)$$

Idea obliczania błędu estymacji wg powyższych wzorów jest intuicyjnie prosta w interpretacji jednak w praktyce trudna do zastosowania, ponieważ jak wspomnieliśmy powyżej każda realizacja procesu jest niezależna i nie znamy wartości f . Wyjście z sytuacji zaproponowali Donoho i Johnstone [9] wprowadzając estymację za pomocą estymatorów progowych, które tłumią każdy z obarczonych szumem współczynników $\langle Z, g_m \rangle$ za pomocą pewnej funkcji nieliniowej tzn. $\theta = \theta(\langle Z, g_m \rangle)$ takiej, że (11) ma postać:

$$\tilde{Y} = \sum_{m=0}^{N-1} \theta(\langle Z, g_m \rangle) g_m \quad (18)$$

Idea estymacji za pomocą współczynników progowych jest podobna do rozważań powyższych i w przypadku zastosowania dekompozycji w bazach falkowych sprowadza się do porównania wartości współczynników falkowych względem progu estymacji. Jeżeli więc wartość współczynnika falkowego jest większa od wartości progu, to ta część informacji o sygnale zostanie zachowana. W przeciwnym przypadku współczynnik falkowy przyjmuje wartość zero i ta informacja w sygnale traktowana jest jako zakłócenie. Ze względu na sposób estymacji funkcja nieliniowa θ może być definiowana jako „estymacja twarda”:

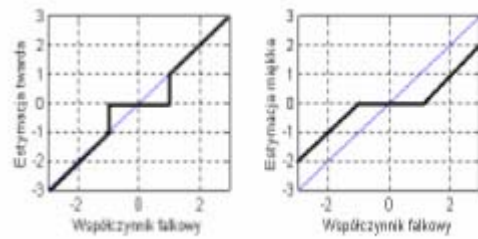
$$\theta_h(x) = \begin{cases} x & \text{dla } |x| > T \\ 0 & \text{dla } |x| \leq T \end{cases} \quad (19)$$

lub „estymacja miękka”

$$\theta_s(x) = \begin{cases} x - T & \text{dla } x \geq T \\ x + T & \text{dla } x \leq -T \\ 0 & \text{dla } |x| \leq T \end{cases} \quad (20)$$

gdzie: T - współczynnik estymacji progowej.

Wykreślnie funkcje (19) i (20) przedstawione są na rysunku 3.



Rys. 3. Estymacja wartości współczynników falkowych za pomocą estymatorów progowych

Można powiedzieć, że estymacja progowa twarda jest przeprowadzana wg zasady „przepuszczania lub odcięcia” estymowanych wartości funkcji (lewa część rysunku 3), podczas gdy estymacja miękka jest zasadą „zbliżania się” do estymowanych wartości lub ich „odcięcia” (prawa część rysunku 3). Donoho i Johnstone [9] udowodnili, że dla θ_h błąd średniokwadratowy estymacji z wykorzystaniem współczynników progowych zależy od długości wektora sygnału i jest nie większy względem błędu (17) niż $2 \ln N+1$ razy, jeżeli próg T jest równy $T = \sigma \sqrt{2 \ln N}$. Estymator progowy miękki wyznaczony dla tego samego T dostarcza często większy błąd średniokwadratowy, niż estymator twardy. Zdarza się jednak, że w przypadku estymacji sygnałów zawierających składniki nieustalone i przejściowe estymacja miękka dostarcza mniejszego błędu. Wybór sposobu estymacji zależy zatem od rodzaju przetwarzanych sygnałów.

Estymacja progowa w bazach falkowych dokonywana jest w trzech krokach:

1. Dekompozycja względem dyskretnej ortogonalnej bazy falkowej w przedziale $[0, N-1]$:

$$\left\{ \psi_{j,m} \right\}_{0 \leq j \leq J, 0 \leq m < N2^{-j}}, \left\{ \varphi_{J,m} \right\}_{0 \leq m < N2^J} \quad (21)$$

Operacja ta oznacza rzutowanie sygnału pomiarowego na kolejne pary podprzestrzeni V_j i W_j dla $j=1,2,\dots,J$. W wyniku sygnał jest reprezentowany przez $N 2^{-j}$ detali $\langle \psi_{j,m}, s \rangle$ dla każdego $j=1,2,\dots,J$ oraz $N 2^{-j}$ współczynników aproksymacji $\langle \phi_{j,m}, s \rangle$ na poziomach J .

2. Estymacja progowa detali przekształcenia falkowego

Dla każdego ze współczynników falkowych wyznaczana jest wartość funkcji $\theta(x)$, co prowadzi do estymatora następującej postaci:

$$\tilde{Y} = \sum_{j=1}^J \sum_{m=0}^{N 2^{j-1}-1} \theta(\langle \psi_{j,m}, s \rangle) \psi_{j,m} + \sum_{m=0}^{N 2^{J-1}-1} \theta(\langle \phi_{J,m}, s \rangle) \phi_{J,m} \quad (22)$$

Estymator $\tilde{Y}$ zastępujący współczynniki falkowe zaszumionego sygnału diagnostycznego pełni rolę podobną do wygładzania adaptacyjnego. W wyniku tej operacji wartość zero przyjmują wszystkie współczynniki falkowe o wartościach bezwzględnych mniejszych od progu estymacji. Gdy współczynnik falkowy (iloczyn skalarny sygnału i falki) jest większy od progu estymacji, to z dużym prawdopodobieństwem przenosi istotne informacje diagnostyczne w sygnale. Duże wartości współczynników falkowych występują przy małych skalach w otoczeniu ostrych zmian sygnału. Natomiast tam, gdzie współczynniki falkowe mają małe wartości, oznacza to, że sygnał jest gładki.

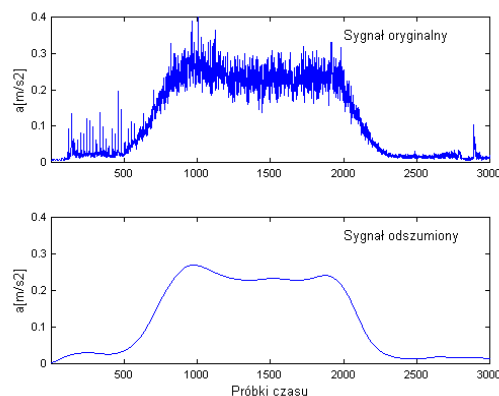
3. Rekonstrukcja – powrót do jednowymiarowego sygnału w dziedzinie czasu następuje za pomocą odwrotnego przekształcenia falkowego.

Przedstawione powyżej metoda filtracji zakłóceń z badań łożysk kół linowych urządzeń wyciągowych jest przedmiotem publikacji [5],[6],[10],[11],[12].

Przykład

Przedmiotem badań diagnostycznych były łożyska zabudowane w jednolinowym kole kierującym maszyny wyciągowej usytuowanej na zrubie. Zestaw pomiarowy składał się z przenośnego analizatora dźwięku i drgań typu SVAN 912 firmy SVANTEK i akcelerometru 393A03 firmy PCB. W rozpatrywanym przypadku zastosowano funkcję analizującą db10 z rodziny funkcji falek Daubechies

[13]. Do analiz wykorzystywano oprogramowanie Wavelet Toolbox firmy MathWorks [14] pracujące w środowisku MATLAB. Dekompozycję sygnału oryginalnego na składowe przedstawiono na rysunku 4. Dla estymacji sygnału przyspieszenia zastosowano algorytm bazujący na twierdzeniu Donoho i Johnsona [8] o wyznaczaniu estymatorów progowych z wykorzystaniem estymacji miękkiej. Rysunek 5.7 przedstawia otrzymane wyniki, które mogą następnie służyć do wyznaczania statystyk stanowiących bazę odniesienia dla kolejnych pomiarów w czasie eksploatacji badanego łożyska.



Rys. 4. Wyniki procedury odszumiania z wykorzystaniem estymatorów progowych

4. PODSUMOWANIE

W pracy przedstawiono zastosowanie metod analizy falkowej do badania niestacjonarnych sygnałów diagnostycznych uzyskanych w czasie pomiarów łożysk tocznych kół linowych urządzeń wyciągowych. Zastosowanie tego narzędzia zezwala na przetwarzanie niestacjonarnych sygnałów pomiarowych, które są znamienne w diagnostyce łożyskowania maszyn pracujących w krótkotrwałych cyklach roboczych. Transformata sygnału na płaszczyznę czas-częstotliwość zezwala na obserwację ewolucji zmian częstotliwości drgań w tym częstotliwości rezonansowej uszkodzenia, co z kolei zezwala na rozpoznanie symptomów uszkodzenia w sygnale. Z kolei własności aproksymujące transformaty falkowej zezwalają na efektywną filtrację zakłóceń i zastosowanie aproksymacji w algorytmach identyfikacji sygnałów tej klasy obiektów.

LITERATURA

- [1] Ghanem R., Romeo F. *Wavelets in Vibration Monitoring*, Proceedings VII International Congress on Sound and Vibration, Garmish-Partenkirchen, 4-7.07.2000r.
- [2] Goedeckemeyer M., Hess H., Daadbin A.: *An Effective and Portable Electronic Ear for Fault Diagnosis Using Machine Operating Sound Directly*, Proceedings VII International

- Congress on Sound and Vibration, Garmish-Partenkirchen, 4-7.07.2000r.
- [3] Wilk, A., Madej, H., Łazarz, B.,: *Diagnostyka eksploatacyjna przekładni zorientowana na wykrywanie lokalnych uszkodzeń kół zębatych*, Materiały II Międzynarodowego Kongresu Diagnostyki Technicznej *Diagnostyka 2000*, Warszawa 19-22 Września 2000r.
 - [4] Wysogład, B.,: Przykłady zastosowania transformaty falkowej do analizy sygnałów drgań łożysk tocznych, Materiały II Międzynarodowego Kongresu Diagnostyki Technicznej *Diagnostyka 2000*, Warszawa 19-22 Września 2000r.
 - [5] Batko W., Mikulski A.: *Zastosowanie analizy falkowej w diagnostyce łożysk tocznych kół linowych górniczych urządzeń wyciągowych*. IV Krajowa konferencja „Diagnostyka Techniczna Urządzeń i Systemów” DIAG'98, Szczecin-Międzyzdroje-Ystad, 1998
 - [6] Batko W., Mikulski A.,: *Zastosowanie procedury odsumowania sygnału przy filtracji zakłóceń w diagnostyce łożysk tocznych kół linowych*. III Seminarium „Wibroakustyka w Systemach Technicznych”, IPBM Pol. Warszawska, Warszawa, 1998.
 - [7] Daubechies, I.: *Ten lectures on wavelets*, SIAM, 1992
 - [8] Mallat, S.,: *A wavelet tour of signal processing*. Academic Press, San Diego, 1998
 - [9] Donoho, D., Johnstone, I.,: *Ideal spatial adaptation via wavelet shrinkage*, *Biometrika* 81: 425-455, December 1994.
 - [10] Batko, W.,: *Aproksymacja sygnału przyspieszenia drgań z wykorzystaniem przekształcenia falkowego*, Mat. IV Konferencji Naukowo-Technicznej „Diagnostyka Procesów Przemysłowych” Kazimierz Dolny, 13-16.09.1999r.
 - [11] Mikulski, A.,: *Zastosowanie analizy falkowej w diagnostyce łożysk tocznych kół linowych*, Mat. Międzynarodowej Konferencji Naukowo-Technicznej „Wyciągi Szybowe u Progu XXI Wieku”, Szczyrk, kwiecień 1999r.
 - [12] Batko, W., Mikulski, A.,: *Application of a Wavelet Analysis to Diagnostic of Rope Pulley Rolling Bearings in Mine Winding Gears*, *Proceedings International Congress and Exhibition on Noise Control Engineering INTERNOISE 2001*, Hague, 27-30.09.2001
 - [13] Daubechies I., *The Wavelet Transform, Time-Frequency Localization and Signal Analysis*. IEEE Trans. Inform. Theory, 36, 1990, 961-1005.
 - [14] Misiti M., i inni, *Wavelet Toolbox For Use with MATLAB*. The MathWorks Inc., 1996.

Prof. dr .hab. inż. **Wojciech BATKO** ur.1946, absolwent Wydziału Elektrotechniki Górniczej i Hutniczej Akademii Górniczo-Hutniczej



w Krakowie. Specjalista z zakresu dynamiki i wibroakustyki maszyn i związanych z nimi zagadnień: diagnostyki technicznej, budowy systemów monitorujących stan maszyn i procesów wibroakustycznych, ich układów filtracyjnych i predykcyjnych oraz doboru rozwiązań minimalizujących ich oddziaływanie. Autor, bądź współautor 162 publikacji w czasopismach krajowych, zagranicznych oraz w materiałach konferencji krajowych i międzynarodowych, w tym 10 monografii i książek oraz około 200 niepublikowanych raportów z opracowań naukowo-badawczych, projektowych i ekspertyz dla przemysłu i gospodarki narodowej. Obecnie Kierownik Katedry Mechaniki i Wibroakustyki oraz dziekan Wydziału Inżynierii Mechanicznej i Robotyki Akademii Górniczo-Hutniczej. Promotor 5 doktoratów i około 35 prac magisterskich z dziedziny diagnostyki technicznej i wibroakustyki. Członek wielu Towarzystw Naukowych, Komitetów Naukowych i Programowych szeregu konferencji krajowych i międzynarodowych oraz Rady Naukowej Faculty of Mechanical Engineering Technical University of Ostrava.

Dr inż. **Andrzej MIKULSKI** ur. 1964, absolwent Wydziału Maszyn Górniczych i Hutniczych Akademii Górniczo-Hutniczej w Krakowie. Specjalista z zakresu eksploatacji urządzeń transportu linowego i diagnostyki wibroakustycznej. Autor, bądź współautor 15 publikacji w czasopismach krajowych, zagranicznych oraz w materiałach konferencji krajowych i międzynarodowych. Obecnie Kierownik Laboratorium Diagnostyki Technicznej w Ośrodku Pomiarów i Automatyki S.C. w Katowicach - firmy zajmującej się badaniami urządzeń górniczych i badaniami szkodliwości czynników fizycznych w środowisku pracy.

SPRZĘŻONE FORMY DRGAŃ W BUDOWIE MASZYN - PRÓBA OKREŚLENIA WYRÓŻNIKA DIAGNOSTYCZNEGO

Jan KICIŃSKI

Uniwersytet Warmińsko-Mazurski, Wydział Nauk Technicznych, Olsztyn
Instytut Maszyn Przepływowych PAN, Gdańsk ul. Fiszer 14, fax (58) 341-61-44, e-mail: kic@imp.gda.pl

Streszczenie

Praca przedstawia rozważania dotyczące wzajemnych oddziaływań jakie zachodzą pomiędzy drganiami poprzecznymi, wzdłużnymi i skrętnymi w wielopodporowych wirnikach pracujących w zakresie nieliniowym. Przedmiot badań stanowi wirnik maszyny energetycznej o mocy 200 MW posadowionej na siedmiu łożyskach ślizgowych. Zaprezentowane zostały metody modelowania pęknięcia wirnika i rozosiowania łożysk. Defekty te potraktowane zostały jako czynniki generujące sprzężone formy drgań. Podjęta została próba klasyfikacji położenia obwodowych pęknięć wirnika oraz znalezienia wyróżnika diagnostycznego.

Słowa kluczowe: drgania maszyn, pęknięcia wirników, dynamika wirników.

COUPLED FORMS OF VIBRATIONS IN MACHINERY BUILDING - -AN ATTEMPT OF DIAGNOSTIC DISCRIMINANT DETERMINATION

Summary

The paper contains a study of mutual interactions which occur between lateral, torsional and axial vibrations in multi-supported rotors operating in the non-linear range. The object of investigations is a rotor of a turboset of the power of 200 MW founded on seven slide bearings. Presented have been the methods of modeling of the rotor cracks and bearings misalignment. These defects had been regarded as the factors generating the coupled forms of vibrations. An attempt is made to classify the cracks location in a diagnostic manner and to find the diagnostic discriminant.

Keywords: machines vibrations, rotor cracks, dynamic of a rotor.

1. UWAGI WSTĘPNE

Zagadnienia związane z analizą różnego rodzaju drgań są przedmiotem badań w wielu ośrodkach naukowych krajowych i zagranicznych. Pomimo tak licznych informacji na ten temat, ciągle jeszcze wiele problemów nie zostało rozwiązanych. Dotyczy to w szczególności analizy drgań nieliniowych i sprzężonych form drgań giętno – wzdłużno – skrętnych. Analiza tego typu zjawisk wymaga zastosowania bardzo zaawansowanych modeli i programów komputerowych. Zagadnienie staje się skrajnie trudne w przypadku dużych maszyn energetycznych takich jak np. turbospoły dużej mocy. Sprzężone formy drgań są na ogół wynikiem różnego rodzaju sprzężeń zachodzących w układzie oraz oddziaływań związanych z imperfekcjami konstrukcyjnymi i materiałowymi. Zaliczyć do nich możemy np. pęknięcia wirnika i rozosiowania linii

wałów. Modelowanie tego typu imperfekcji a następnie analiza ich wpływu na pracę układu stanowi niewątpliwie jedno ze współczesnych wyzwań w tej dziedzinie wiedzy [1 ÷ 5].

Przedmiotem naszej analizy będą sprzężenia rozumiane jako samoistne (bez wymuszeń zewnętrznych) wywołanie innych form drgań (np. skrętnych i wzdłużnych) poprzez formy związane bezpośrednio z określonymi wymuszeniami zewnętrznymi (np. drgania i wymuszenia poprzeczne).

W każdym jednak przypadku źródłem sprzężonych form drgań w myśl powyższej ich definicji mogą być jedynie człony nieliniowe występujące w układzie.

Przeprowadzimy pewnego rodzaju studium sprzężeń jakie zachodzą pomiędzy drganiami poprzecznymi, skrętnymi i wzdłużnymi ograniczając się praktycznie do jednego tylko źródła tych

sprzężeń, a mianowicie imperfekcji typu pęknięcie wirnika.

Pęknięcia wirnika (obok rozosiowania linii wałów) są typowymi defektami występującymi w eksploatacji dużych maszyn wirnikowych. Stąd też ich wybór jako źródła nieliniowości w układzie i w konsekwencji sprzężonych form drgań wydaje się być uzasadniony.

W dalszej analizie posłużymy się modelem i programem komputerowym NLDW - 70 opisanym szczegółowo w [1÷3]. Parametry tego modelu zostały dokładnie dostrojone do danych eksperymentalnych i eksploatacyjnych obiektów rzeczywistych, a mianowicie wielkogabarytowego stanowiska badawczego i turbozespołu o mocy 200 MW.

2. BADANIA NA PRZYKŁADZIE DUŻEJ MASZINY ENERGETYCZNEJ

Przedmiotem analizy niech będzie turbozespół o mocy 200 MW. Jest to typowa jednostka energetyczna w polskich elektrowniach. W wyniku prowadzonych badań eksperymentalnych na obiekcie rzeczywistym w jednej z elektrowni uzyskano dane niezbędne do dostrojenia modelu teoretycznego maszyny. Ich wynik w postaci tzw. karty diagnostycznej przedstawia rys.1. Zarejestrowane dane eksploatacyjne stanowiły tu wzorzec dla wyników obliczeń symulacyjnych.

Z punktu widzenia pracy pęknięcia w wirniku istotna jest również wielkość ugięć kinetostatycznych linii wirników spowodowanych siłami grawitacyjnymi. Ugięcia grawitacyjne linii wirników (z pominięciem przemieszczeń termicznych podpór) w zestawieniu z drganiami wymuszonymi w tej samej skali przedstawia rys. 2. Jak widać, ugięcia kinetostatyczne grawitacyjne są zdecydowanie większe niż ugięcia dynamiczne linii wirników spowodowane wymuszeniami zewnętrznymi. Jest to więc sytuacja zasadniczo odmienna od wielu przypadków wirników klasycznych. Skala ugięć kinetostatycznych (zarówno grawitacyjnych jak i eksploatacyjnych) jest w przypadku dużej maszyny energetycznej na tyle duża, iż zestawione w tej samej skali trajektorie drgań wymuszonych są praktycznie niewidoczne. Aby je uwidocznić, na rys. 3 ugięcia kinetostatyczne i przemieszczenia termiczne podpór sprowadzono do zera, co oznacza, iż linie geodezyjna i kinetostatyczna pokrywają się. Teraz trajektorie przemieszczeń dynamicznych dla poszczególnych części linii wirników wywołane wymuszeniami zewnętrznymi dla przypadku bazowego są doskonale widoczne.

Analizując rys. 2 i 3 należy się spodziewać, iż procesem zamykania i otwierania się pęknięcia, zwłaszcza w generatorze, w znacznej mierze sterować będzie kształt kinetostatycznej linii ugięć wirnika.

Załóżmy teraz, że w części środkowej generatora (a więc w miejscu największych ugięć kinetostatycznych) doszło do pęknięcia wału P_1 . Rozważmy przypadek pęknięcia o głębokości 30 % w stosunku do średnicy wału różnie usytuowanego w stosunku do płaszczyzny działania zewnętrznych sił wymuszających.

Przyjmijmy cztery przypadki obwodowego usytuowania pęknięcia czyli $\alpha_p = 0^\circ, 90^\circ, 180^\circ$ i 270° - rys. 4. Na turbozespół działają synchroniczne siły wymuszające pochodzące od niewyważenia resztkowego (na rys. 4 oznaczone jako F_{nw} i $1n$) oraz siły asynchroniczne wirujące z prędkością dwukrotnie większą niż prędkość znamionowa wywołane wpływem pola elektrycznego w generatorze (na rys. 4 oznaczone F_{el} oraz $2n$).

Interesująca tu będzie odpowiedź na pytanie, czy pęknięcie wirnika i jego obwodowe usytuowanie będzie wywierało duży wpływ na stan dynamiczny obiektu oraz czy tego typu imperfekcja wirnika będzie w stanie wywołać sprzężone formy drgań tak dużego obiektu?

Wyniki obliczeń w formie kart diagnostycznych przedstawiają rys. 5 i 6 natomiast w formie przestrzennych trajektorii przemieszczeń dynamicznych wybranych węzłów wzdłuż linii wirników rys. 7 i 8. Przypadki odniesienia (bazowe) bez pęknięć przedstawiają oczywiście wcześniejsze rys. 1 i 3 odpowiednio.

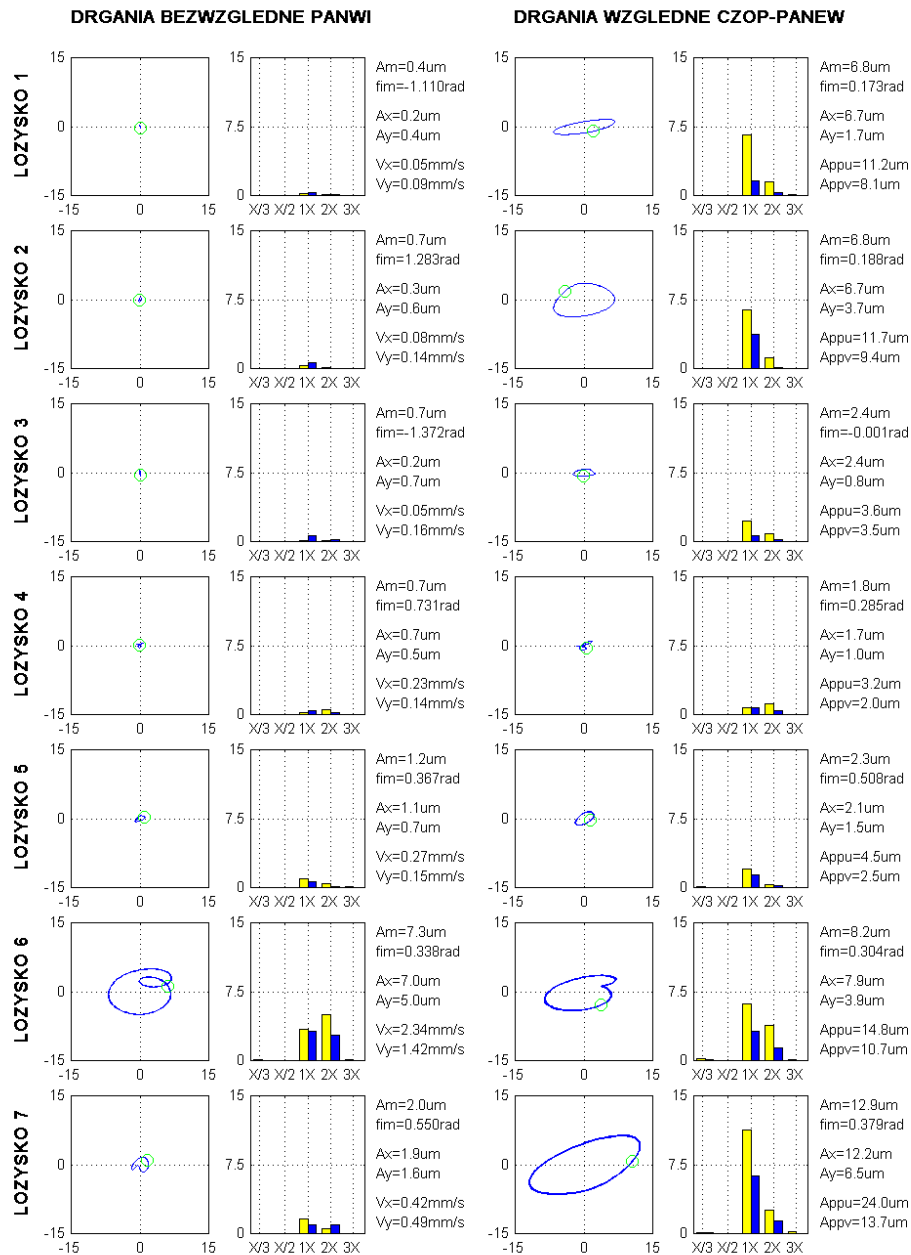
Analizując powyższe wyniki możemy stwierdzić, że również w przypadku dużej maszyny energetycznej pęknięcie wirnika generatora oraz jego obwodowe usytuowanie bardzo istotnie zmienia obraz drgań układu, a dla pęknięcia o głębokości 30 % i usytuowania obwodowego $\alpha_p = 0^\circ$ wyniki zmieniają się w sposób jakościowy. Wpływ pęknięcia okazał się w tym przypadku tak silny, że w widmach drgań łożysk dominujące stały się „prążki” subharmoniczne $1/3 X$ świadczące o silnej niestabilności układu a amplitudy drgań wzrosły o rząd wielkości osiągając swe wartości graniczne wymuszone wielkością luzów łożyskowych.

Interesujących informacji dostarcza analiza widm amplitudowych i fazowych oraz analiza sprzężonych form drgań wywołanych pęknięciem w generatorze.

Rys. 9 i 10 przedstawiają sprzężone formy drgań obliczone dla pęknięcia w generatorze $P_1 = 30\%$ i dla obwodowego położenia pęknięcia $\alpha_p = 0^\circ$ oraz $\alpha_p = 90^\circ$.

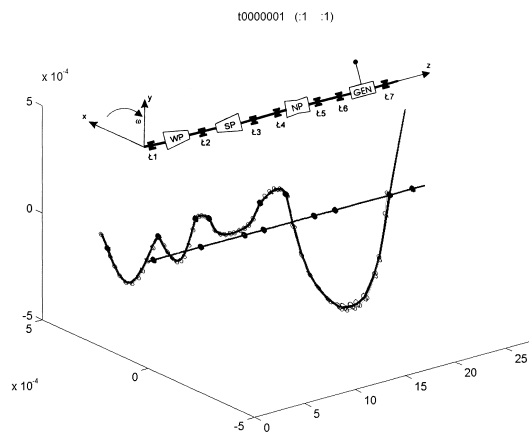
Analizując uzyskane wyniki można stwierdzić, iż w przypadku dużej maszyny energetycznej obraz stanu dynamicznego wywołanego pęknięciem jest bardzo złożony i tym samym trudny w interpretacji. Pewnych informacji dostarczają jednakże sprzężone widma drgań. Drgania wzdłużne wygenerowane pęknięciem mogą być tego samego rzędu co drgania poprzeczne (pomijając $\alpha_p = 0^\circ$). Charakterystyczne są wysokie wartości wyższych harmonicznych widm drgań skrętnych ($2X$ i $3X$) - patrz np. rys. 10.

Kod karty: 10000001	Obiekt: Turbozespol 13k215	Data: 27-11-2000
Opis defektu: Przypadek bazowy - bez pekniec		
Dane zmienne:		

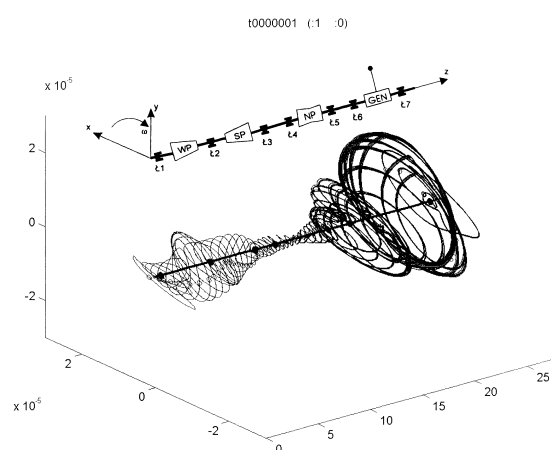


Oznaczenia: A=amplituda przemieszczenia, V=predkosc RMS, fi=kat pochylenia maksymalnej przekatnej trajektorii, m=wartosc maksymalna, pp="peak to peak", x,y=osie pozioma i pionowa, u,v=osie pod katem pi/4 do x,y, wykresy widm: szary - kier. x, czarny - kier. y.

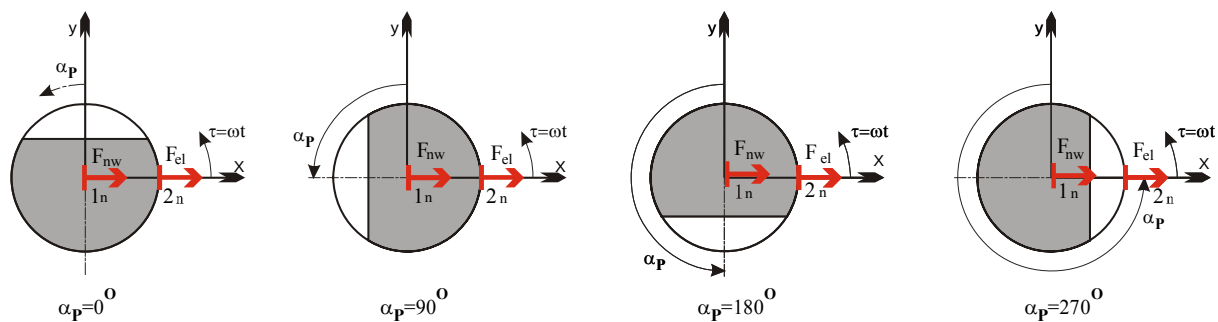
Rys.1. Karta diagnostyczna stanowiąca wynik dostrojenia modelu do obiektu rzeczywistego. Przypadek bazowy (bez pęknięcia)



Rys. 2. Kinetostatyczna linia ugięć wirnika spowodowana siłami grawitacyjnymi (z pominięciem przemieszczeń termicznych podpór) w zestawieniu z trajektoriami przemieszczeń dynamicznych

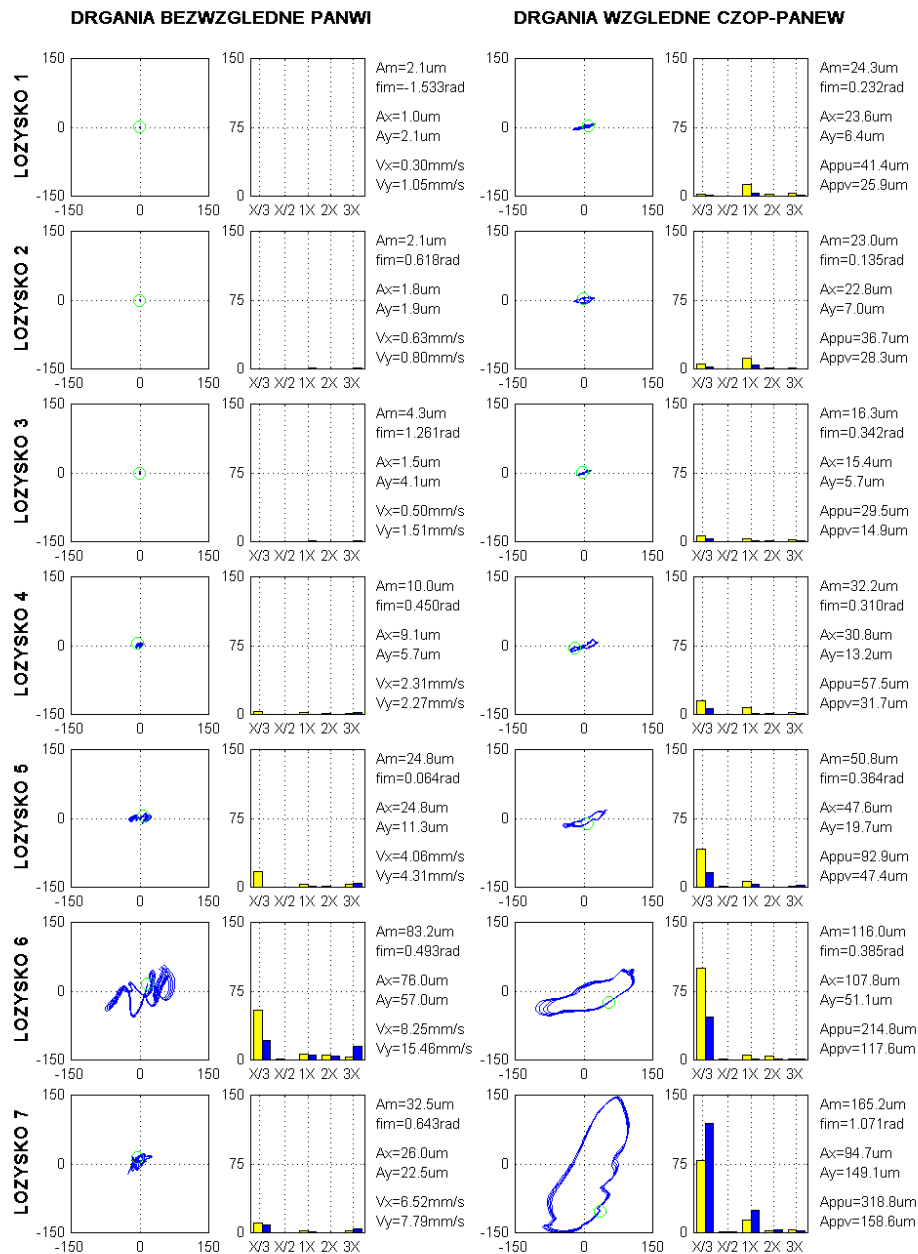


Rys. 3. Trajektorie przemieszczeń dynamicznych linii wirników dla przypadku bazowego. Ugięcia kinetostatyczne wirnika i przemieszczenia termiczne podpór zostały pominięte



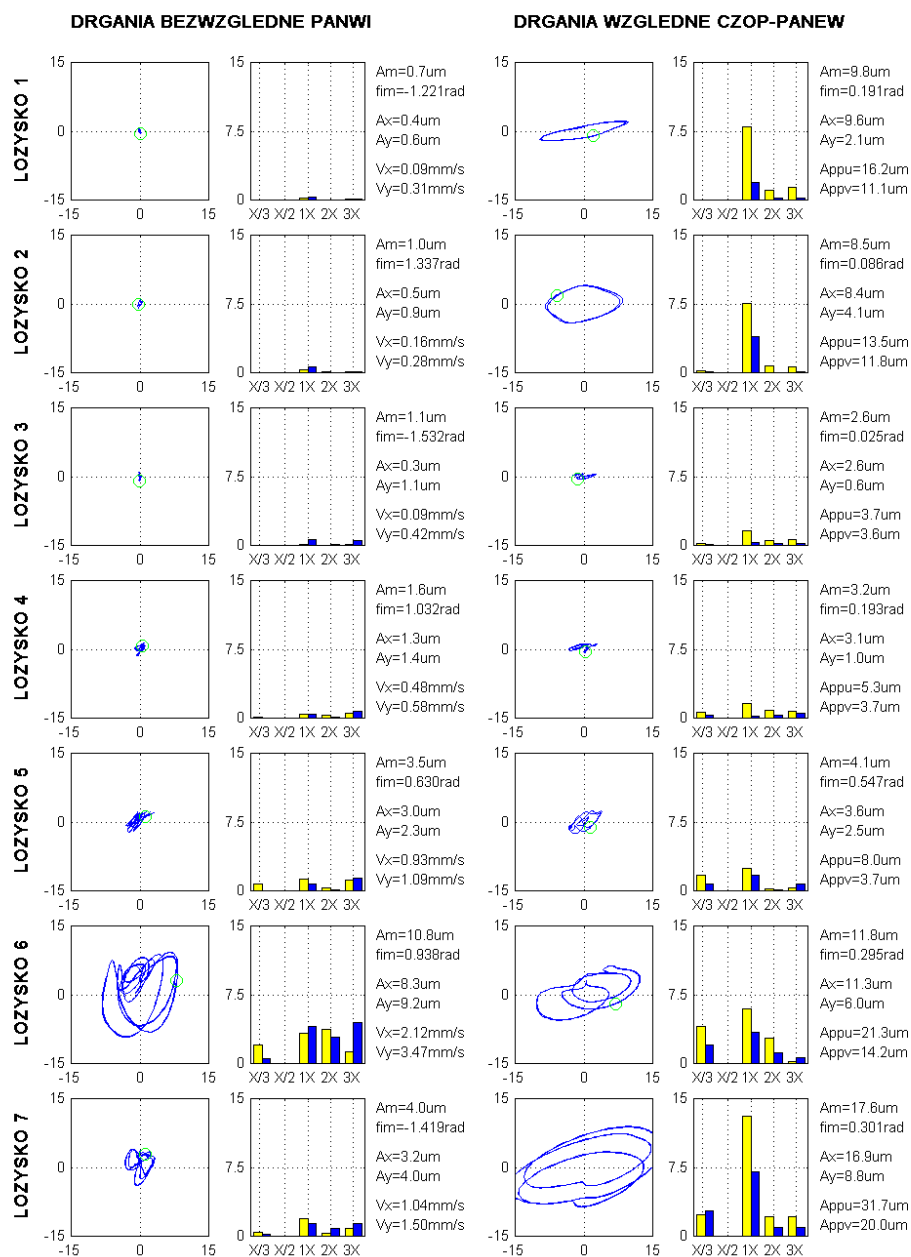
Rys. 4. Obliczane przypadki obwodowego usytuowania pęknięcia w stosunku do płaszczyzny działania sił wymuszających F_{nw} (od niewyważenia resztkowego) i F_{el} (od pola elektrycznego w generatorze)

Kod karty: tg300001	Obiekt: Turbozespol 13k215	Data: 27-11-2000
Opis defektu: Pęknięcie w generatorze P1=0.3 alfab=0		
Dane zmienne: Głębokość i położenie pęknięcia		

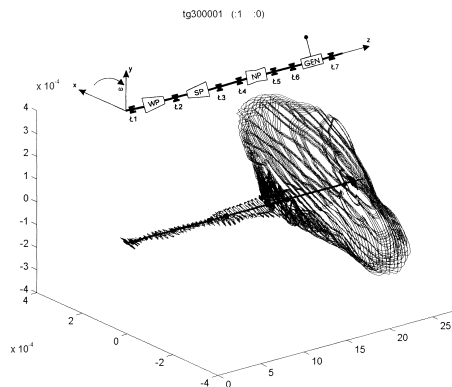


Rys. 5. Wyniki obliczeń drgań łożysk dla pęknięcia w generatorze $P_1 = 30\%$ i położenia obwodowego pęknięcia $\alpha_p = 0^\circ$ - wg. rys. 4

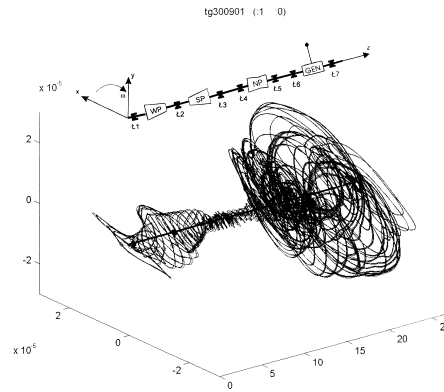
Kod karty: tg300901	Obiekt: Turbozespol 13k215	Data: 27-11-2000
Opis defektu: Pęknięcie w generatorze P1=0.3 alfab=90		
Dane zmienne: Głębokość i położenie pęknięcia		



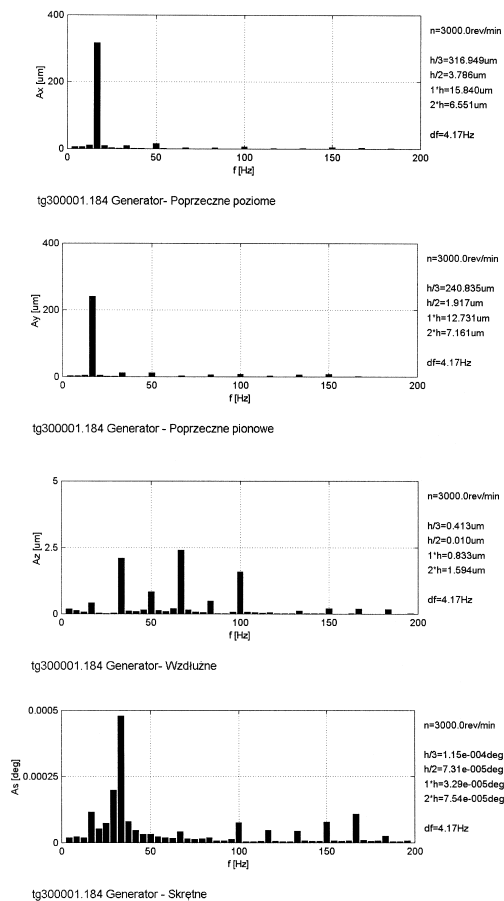
Rys.6. Wyniki obliczeń drgań łożysk dla pęknięcia w generatorze $P_1 = 30\%$ i położenia obwodowego pęknięcia $\alpha_p = 90^\circ$ - wg. rys. 4



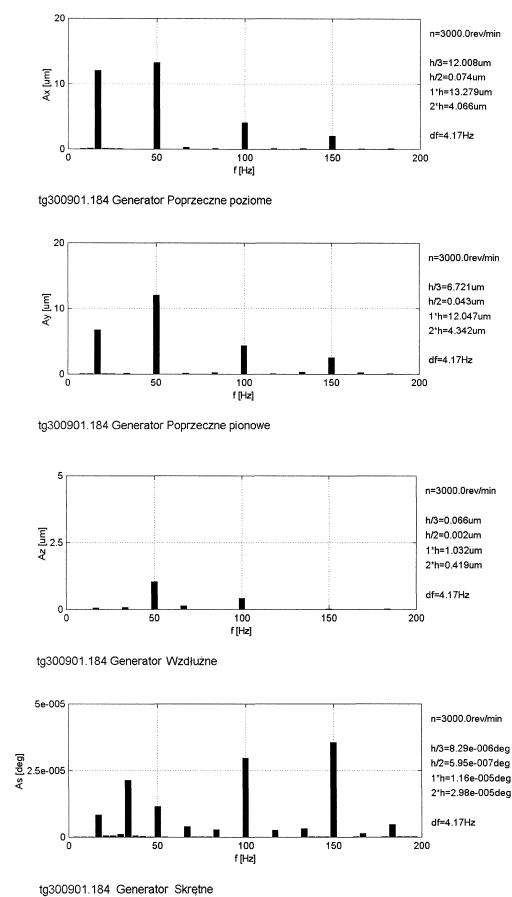
Rys. 7. Przestrzenne trajektorie drgań linii wirników obliczone dla pękniętego wirnika generatora $P_1 = 30\%$ i obwodowego usytuowania pęknięcia $\alpha_p = 0^\circ$



Rys. 8. Przestrzenne trajektorie drgań linii wirników obliczone dla pękniętego wirnika generatora $P_1 = 30\%$ i obwodowego usytuowania pęknięcia $\alpha_p = 90^\circ$



Rys. 9. Sprzężone widma drgań poprzeczno – wzdłużno – skrzętnych wywołane pęknięciem w generatorze. Obliczenia dla $P_1 = 30\%$ i $\alpha_p = 0^\circ$.



Rys.10. Sprzężone widma drgań giętno – wzdłużno – skrzętnych wywołane pęknięciem w generatorze. Obliczenia dla $P_1 = 30\%$ i $\alpha_p = 90^\circ$.

3. UWAGI KOŃCOWE

Uzyskane wyniki pozwalają wysunąć dwa istotne wnioski natury ogólnej:

1. Na obraz drgań układu istotny (czasami jakościowy) wpływ ma nie tylko głębokość pęknięcia (co jest wnioskiem dość oczywistym) ale również jego obwodowe usytuowanie w stosunku do wirującej płaszczyzny działania zewnętrznych sił wymuszających.
2. Imperfekcje wirnika typu pęknięcia są w stanie wywołać sprzężone formy drgań giętno – wzdlużno - skrętnych zarówno w małej jak i dużej maszynie wirnikowej.

Z powyższego wynika, iż *skuteczna identyfikacja defektów typu pęknięcie wirnika (lub wadliwy montaż sprzęgła) jest sprawą niezmiernie trudną. Wyniki zbyt mocno zależą od głębokości pęknięcia oraz od kąta jego położenia w stosunku do płaszczyzny działania sił wymuszających. W praktyce względne usytuowanie pęknięć i sił wymuszających nie jest znane, co znakomicie utrudnia analizę.*

Niemniej jednak uzyskane wyniki wskazują na możliwość lepszej identyfikacji defektów typu pęknięcie wirnika na podstawie widm fazowych i analizy widmowej drgań sprzężonych czyli w tym przypadku również drgań wzdlużnych i skrętnych. Drgania te wywołane są wyłącznie pęknięciem, stąd też łatwiej je przyporządkować temu defektowi. Drgania wzdlużne i skrętne nie są obciążone składową synchroniczną 1X wymuszeń,

która występuje w tym przypadku zawsze (nawet bez pęknięcia).

4. LITERATURA

- [1] J. Kiciński, R. Drozdowski, P. Materny: *The non-linear analysis of the effect of support construction properties on the dynamic properties of multi-support rotor systems*. Journal of Sound & Vibration (1997) 206(4), pp. 523 ÷ 5392.
- [2] J. Kiciński, R. Drozdowski, P. Materny: *Nonlinear Model of Vibrations in a Rotor Bearings System*. Journal of Vibration & Control, Vol. 4, n. 5, 1998, pp. 519 ÷ 540
- [3] J. Kiciński, A. Markiewicz – Kicińska: *Coupled non-linear vibrations in multi-support rotors founded on slide bearings*, Proceedings of VETOMAC-1 Conference, Bangalore, INDIA, 2000, (na CD, poz. CP 047)
- [4] A. Nandi, S. Neogy: *Dynamic response of cracked beams and beams with an imperfect support*, Proceedings of VETOMAC-1 Conference, Bangalore, INDIA, 2000, (na CD, poz. CP 114)
- [5] J. S. Rao, R. Sreenivas: *Dynamic Analysis of Misaligned rotor systems*, Proceedings of VETOMAC-1 Conference, Bangalore, INDIA, 2000, (na CD, poz. CP 048)



Prof. **Jan Kiciński** jest kierownikiem Zakładu Dynamiki Wirników i Łożysk Ślizgowych oraz Zastępcą Dyrektora ds. Naukowych w Instytucie Maszyn Przepływowych PAN w Gdańsku. Od wielu już lat zajmuje się modelowaniem oddziaływań dynamicznych zachodzących w złożonych układach typu wirnik-łożyska-fundament oraz modelowaniem własności łożysk ślizgowych. Opracował trójwymiarowy tzw. elastodiatermiczny model wymiany ciepła w węzłach łożyskowych. Prace te prowadzi pod kątem możliwości pozyskania relacji diagnostycznych metodą nieliniowej analizy komputerowej. Przedmiot szczególnych zainteresowań stanowi diagnostyka według modelu odnosząca się do dużych obiektów energetycznych takich jak turbozespoły dużej mocy.

UWZGLĘDNIENIE PROCESÓW DEGRADACJI MATERIAŁU W WIBRODIAGNOSTYCE TURBIN ENERGETYCZNYCH

Tomasz GAŁKA, Zenon ORŁOWSKI

Instytut Energetyki, Pracownia Diagnostyki Urządzeń Ciepłych Elektrowni

02-981 Warszawa, ul. Augustówka 5

tel. (22) 642 7666 w.230, fax (22) 642 8378, e-mail tomasz.galka@ien.com.pl

Streszczenie

W pracy omówiono problem uwzględnienia wpływu nieodwracalnej degradacji parametrów materiału w diagnostyce drganiowej turbin energetycznych. Analiza procesów zużycia wskazuje, że w przypadku turbin konieczne jest uwzględnienie zmęczenia i pełzania. Zjawiska te wzięto pod uwagę w zmodyfikowanym modelu procesora energii. Zaproponowano model liniowy i omówiono warunki jego stosowalności. Na przykładzie kilku turbin 200 MW o czasie pracy ponad 100.000 godzin przedstawiono możliwość oszacowania wpływu degradacji nieodwracalnej na podstawie analizy trendów drgań.

Słowa kluczowe: turbina parowa, diagnostyka techniczna, drgania, zużycie.

MATERIAL DEGRADATION PROCESSES IN VIBRODIAGNOSTICS OF UTILITY STEAM TURBINES

Summary

The paper deals with the problem of accounting for irreversible degradation of material parameters in vibrodiagnostics of utility steam turbines. Analysis of wear processes reveals that, in the case of steam turbines, fatigue and creep should be taken into account. These phenomena have been included in the modified energy processor model. A linear model has been proposed and its applicability discussed. On the basis of data from several 200 MW turbines with over 100,000 hours of operation, a possibility to estimate irreversible degradation influence from vibration trends analysis has been demonstrated.

Keywords: steam turbine, technical diagnostics, vibration, wear.

1. WPROWADZENIE

W turbinach parowych, pracujących nieraz przez kilkadziesiąt lat, istotne znaczenie mają wiarygodne metody oceny stanu głównych elementów konstrukcyjnych, w tym przede wszystkim układów przepływowych.

W przestrzeniach międzyłopatkowych powstają impulsy siły wymuszającej drgania, związane z liczbą dysz lub łopatek kierownicy poprzedzającej, liczbą łopatek palisady ruchomej wirnika oraz liczbą łopatek za tarczą wirnika danego stopnia. Częstotliwość tych drgań oblicza się mnożąc liczbę łopatek wieńca lub kierownicy przez częstotliwość kątową wirnika. Ponadto w wyniku współdziałania palisady ruchomej z nieruchomą powstają drgania o częstotliwościach wynikających z sumy oraz różnicy liczby łopatek w sąsiadujących palisadach, pomnożonej przez połowę częstotliwości kątowej wirnika.

Takiemu modelowi wibrodiagnostycznemu odpowiadają szerokopasmowe widma drgań o charakterystyce amplitudowo-częstotliwościowej określającej początkowy stan układu przepływowego. W przypad-

ku uszkodzenia lub wypadnięcia łopatek to wzorcowe widmo ulega zmianie zarówno pod względem amplitudy, jak i częstotliwości. Może wystąpić wzrost amplitudy drgań oraz przesunięcie położenia dominant w kierunku niższych wartości częstotliwości.

Przyczyn uszkodzeń turbin jest wiele. Analiza przedstawiona w [1] wskazuje, że do głównych procesów wpływających na zużycie elementów turbin, tj. utratę przydatności do dalszej eksploatacji, zalicza się:

- zmęczenie,
- pełzanie,
- zmiany w strukturze materiału,
- pękanie kruche,
- erozję i korozję,
- ocieranie.

Procesy te powodują powstawanie w elementach turbin odkształceń, ubytków materiału i różnorodnych pęknięć mikro, makro, korozyjnych i kruchych.

W pierwszym etapie pracy turbiny niektóre jej elementy odkształcają się plastycznie. Występują wtedy zmiany wymiarów i powstawanie pierwszych mikropęknięć w obszarach osłabionych przez ku-

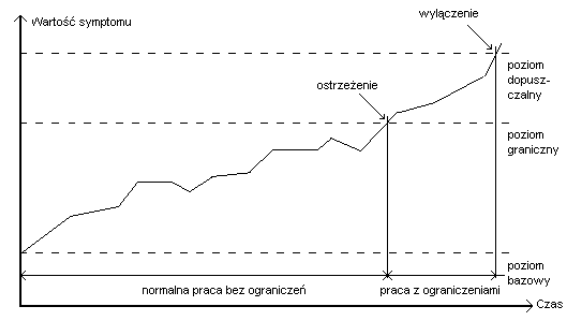
mulację odkształceń plastycznych. W drugim etapie powstają pęknięcia zmęczeniowe, wywołane działaniem cyklicznych naprężeń termicznych. W trzecim i ostatnim etapie eksploatacji turbiny pojawiają się pęknięcia wywołane kruchością materiału. Towarzyszy temu spadek wartości własności doraźnych, jak udarności i wydłużeń, oraz własności czasowych, tj. wytrzymałości na zmęczenie i pełzanie [2, 3].

Procesy zmęczenia i pełzania materiałów konstrukcyjnych turbiny zostaną szerzej przedstawione w drugiej części artykułu przy omawianiu metodyki diagnozowania opartej na modelu procesora energii, opracowanym przez Cz.Cempla [4].

2. MODEL PROCESORA ENERGII W DIAGNOSTYCE TURBIN PAROWYCH

Istotnym elementem w diagnozowaniu maszyn są kryterialne – bazowe, graniczne i dopuszczalne – wartości symptomów diagnostycznych. Umożliwiają one ilościową ocenę stanu technicznego obiektu. Wykorzystanie wartości kryterialnych w diagnozowaniu obiektu przedstawiono schematycznie na rys.1.

Podczas eksploatacji obiektu wartość symptomu powinna się zawierać między poziomem bazowym a granicznym. Wartość graniczna to poziom symptomu, po przekroczeniu którego maszyna nie jest już w stanie spełniać wszystkich stawianych przed nią wymagań, choć nie ma jeszcze bezpośredniego zagrożenia awarią. Bardzo ważnym spośród tych



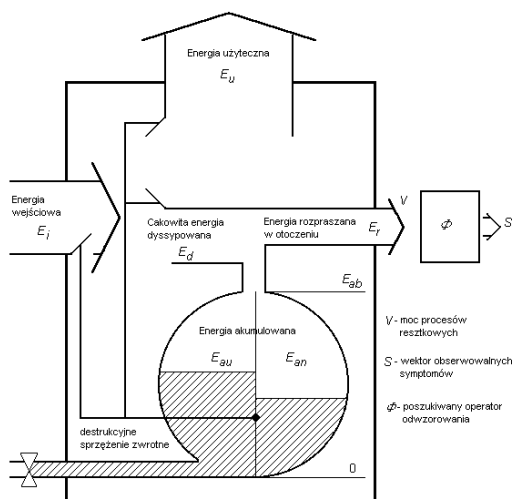
Rys. 1. Ocena stanu obiektu z zastosowaniem wartości kryterialnych

wymagań jest utrzymywanie ryzyka awarii poniżej pewnej granicy, uzależnionej najczęściej od 'polityki' eksploatacji. Przekroczenie wartości granicznej powinno spowodować podjęcie odpowiednich działań, jak czasowe obniżenie parametrów pracy maszyny, zmianę terminu bądź zakresu jej remontu czy też rozszerzenie nadzoru diagnostycznego. Tak sformułowana definicja wartości granicznej oznacza, że powinna być ona określona na podstawie procesu odwzorowania ewolucji stanu technicznego obiektu w wartości symptomu. Opis tego odwzorowania można oprzeć na modelu procesora energii [4]. W wieloletnich pracach, prowadzonych w Instytucie Energetyki [5-7], model ten został rozwinięty do postaci przedstawionej schematycznie na rys. 2.

Dla turbin parowych zależność mocy procesów resztkowych V od czasu można wyrazić jako [5]:

$$V_i(\theta, \Theta) = V_{00} f(L^i) g(P_{ui}) h(\Theta_{0i}) \left(1 - f(L^i) g(P_{ui}) h(\Theta_{0i}) \frac{\theta}{\theta_{b0}} \right)^{-1} \quad (1)$$

gdzie współczynnik $f(L^i)$ jest miarą skalarną wektora logistycznego w i -tym cyklu życia obiektu, zaś współczynnik $g(P_{ui})$ wprowadzono dla uwzględnienia



Rys.2. Model procesora energii dla obiektu poddawanego remontom (odtworzeniu stanu początkowego)

wpływu mocy czynnej (dokładniejsze omówienie tych czynników można znaleźć odpowiednio w [8] i [9]). Indeks '0' odnosi się tu do początku cyklu życia, a θ_{b0} jest czasem do awarii.

Istotnym elementem tego zmodyfikowanego modelu jest uwzględnienie procesów degradacji nieodwracalnej. Ich wpływ opisano tu przy pomocy pewnej monotonicznie rosnącej funkcji czasu, jednak czas ten musi być liczony od początku 'życia' obiektu, czyli od momentu pierwszego uruchomienia. Nie można go zatem utożsamiać z czasem θ , będącym argumentem symptomowej krzywej życia, choć fizycznie jest to oczywiście ta sama wielkość. Dla odróżnienia został on tu oznaczony przez Θ . Przy przyjęciu takiej konwencji i -ty remont, stanowiący początek i -tego cyklu życia, jest wykonywany w chwili czasu Θ_{0i} , przy czym

$$\Theta_{0i} = \sum_{j=1}^{i-1} \theta_{0j} \quad (2)$$

Θ_0 oznacza całkowity czas życia obiektu. Przy takich założeniach wpływ degradacji nieodwracalnej na moc procesów resztkowych jest w równaniu (1) uwzględniony przez monotonicznie rosnącą funkcję $h(\Theta)$ taką, że:

$$\begin{aligned} h(\Theta) &= 1 \text{ dla } \Theta = 0, \\ h(\Theta) &\rightarrow \infty \text{ dla } \Theta \rightarrow \Theta_0. \end{aligned} \quad (3)$$

Dla turbin parowych, przeznaczonych do długoletniej eksploatacji, można przyjąć, że wzrost mocy procesów resztkowych, a zatem i wartości obserwowalnych symptomów, wskutek degradacji nieodwracalnej będzie znacznie powolniejszy w porównaniu z wynikającym ze zjawisk, których skutki są usuwalne. Nie dotyczy to jedynie końcowego okresu eksploatacji (czyli $\Theta \approx \Theta_0$), kiedy należy się spodziewać nasilenia tempa degradacji nieodwracalnej. Można jednak zauważyć, że ten okres eksploatacji jest istotny głównie w procedurach określania sumarycznej żywotności turbiny.

3. WPŁYW DEGRADACJI NIEODWRACALNEJ NA MOC PROCESÓW RESZTKOWYCH

W przypadku turbin parowych przez nieodwracalną degradację będziemy rozumieć procesy pogarszania się parametrów materiałowych jej podstawowych elementów konstrukcyjnych. Skutki tych procesów są z założenia nieusuwalne (wymagałoby to stworzenia nowego w istocie obiektu) i w efekcie decydują o żywotności maszyny, chyba że jej wycofanie z eksploatacji nastąpi z innych powodów (np. ekonomicznych czy ekologicznych).

Rozważania dotyczące wpływu procesów degradacji nieodwracalnej na moc procesów resztkowych dotyczą czasów Θ niezbyt bliskich Θ_0 , a zatem pominięty jest okres bezpośrednio przed wycofaniem maszyny z eksploatacji wskutek osiągnięcia wysokiego stopnia zaawansowania tych procesów, czyli wyczerpania żywotności. Dla $\Theta \rightarrow \Theta_0$ mamy do czynienia z bardzo szybkim rozwojem sytuacji awaryjnej, zagrażającej bezpieczeństwu eksploatacji. Ocena żywotności maszyn, czyli w istocie określenie Θ_0 (w praktyce często jest to określenie zapasu żywotności w danej chwili czasu), jest bardzo ważnym zagadnieniem, bogato udokumentowanym w literaturze. Należy tu podkreślić, że poniższe rozważania nie wiążą się z tym problemem, gdyż końcowy okres eksploatacji jest w nich, jak wspomniano, świadomie pominięty.

3.1. Wpływ zmęczenia materiału

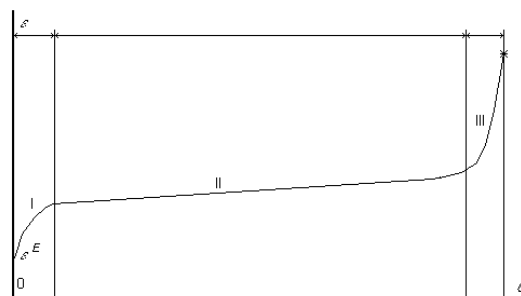
Ilościowa zależność między ubytkiem trwałości, wynikającym ze zmęczenia, a czasem może być określona na podstawie analizy związku między zmęczeniem a amplitudą drgań. Prowadzi ona do wyznaczenia przyrostu szczeliny zmęczeniowej w każdym okresie drgań, a tym samym prędkości narastania tej szczeliny. Obszerny przegląd tego zagadnienia można znaleźć w monografii [10]. Proces rozwoju pęknięć zmęczeniowych podlega wpływowi wielu czynników, stąd też istnieje szereg różnych propozycji jego opisu matematycznego, w zależności od konkretnego przypadku. Do najczęściej stosowanych należy opis wg Parisa:

$$\frac{dl}{dN} = C(\Delta\sigma\sqrt{l})^m, \quad (4)$$

gdzie: l oznacza długość szczeliny pęknięcia zmęczeniowego, N – liczbę cykli, $\Delta\sigma$ – zakres naprężeń, zaś wielkości C i m są współczynnikami określanymi doświadczalnie i zależnymi przede wszystkim od materiału; zmieniają się one w szerokich granicach (zwłaszcza stała C). Dane eksperymentalne, dotyczące zależności $l(N)$, pozwalają na stwierdzenie, że z dobrym przybliżeniem można jej przebieg podzielić na dwa zakresy [1]: zbliżony do liniowego, kiedy długość szczeliny rośnie niemal proporcjonalnie do liczby cykli, oraz znacznie krótszy odcinek końcowy, charakteryzujący się zależnością zbliżoną do wykładniczej, który kończy się przełomem zmęczeniowym.

3.2. Wpływ pełzania

Pełzanie było w przeszłości przyjmowane jako podstawowe zjawisko determinujące żywotność elementów turbin dla potrzeb obliczeń projektowych, choć nowsze badania wskazują, że jego udziału nie można uznać za dominujący. Uważa się, że wpływ pełzania na trwałość powinien być brany pod uwagę dla elementów pracujących w temperaturze powyżej 300°C. W przypadku turbin parowych dotyczy to łopatek wirników i kierownic części wysokoprężnych i średnioprężnych, wałów, kadłubów, zaworów i rurociągów. Obszerne omówienie tej tematyki można znaleźć w pracy [11]. Proces pełzania charakteryzuje krzywa pełzania (zależność odkształcenia od czasu), której typowy przebieg przedstawiono na rys. 3.



Rys. 3. Typowy przebieg krzywej pełzania

Można w niej wyróżnić trzy odcinki: spadku prędkości pełzania (okres I), stałej prędkości pełzania (okres II) oraz wzrostu prędkości pełzania aż do zniszczenia elementu (okres III). Matematyczny opis tego procesu opiera się na zależności [11]:

$$\varepsilon = \varepsilon^E + \varepsilon^C = \varepsilon^E + f_1(\sigma)f_2(\Theta)f_3(T), \quad (5)$$

gdzie ε^E jest odkształceniem sprężystym (lub sprężysto-plastycznym) po przyłożeniu obciążenia, zaś ε^C określa odkształcenie plastyczne (pełzanie), które w ogólności zależy od naprężenia, czasu i temperatury. Zależność od temperatury objawia się dwójako: przez funkcję $f_3(T)$ w zależności (5) oraz przez wpływ temperatury na stałe materiałowe we wzorach określających $f_1(\sigma)$ i $f_2(\Theta)$. Co do tych dwu

ostatnich zależności, istnieje szereg opisów o różnych zakresach stosowności.

Zgodnie z [12], dla elementów, w których na obciążenie robocze σ_0 nakładają się drgania, czyli wtedy, gdy $\sigma = \sigma_0 + \sigma_a \cos \omega t$, zależność od czasu należy zmodyfikować przez wprowadzenie do iloczynu we wzorze (5) członu określającego wibropelzanie:

$$f_4(\Theta) = f(\omega) \cdot \sigma_a \cdot \Theta, \quad (6)$$

Jego wpływ uważa się za istotny dla częstotliwości rzędu kilkudziesięciu kiloherców. W metalach dominuje drugi okres pelzania, w którym dla celów obliczeń praktycznych przyjmuje się najczęściej zależność liniową [11]

$$\frac{d\varepsilon^c}{d\Theta} = B\sigma^n, \quad (7)$$

gdzie B i n są stałymi materiałowymi.

Podsumowując powyższe rozważania możemy stwierdzić, że w zakresie czasów Θ niezbyt bliskich Θ_0 :

- wpływ zmęczenia można z dobrym przybliżeniem opisać liniową zależnością od czasu Θ ,
- wpływ pelzania można uznać za liniowo zależny od Θ pod warunkiem stałej wartości σ , dla dużych turbin w energetyce zawodowej, które przez większość czasu pracują przy parametrach pary bliskich znamionowym, jest to założenie możliwe do przyjęcia.

Użyte powyżej określenie ‘wpływ’ nie precyzuje, o jaką wielkość chodzi, poza faktem, że jest to wielkość powiązana w sposób ilościowy z ubytkiem żywotności. W istocie w każdym z powyższych zjawisk wielkość ta jest inna (długość szczeliny zmęczeniowej lub odkształcenie). W dalszym rozumowaniu zakładamy, że moc procesów resztkowych jest liniowo zależna od tych wielkości i że są one od siebie niezależne. Możemy wówczas przyjąć, że wprowadzoną wyżej funkcję $h(\Theta)$, opisującą wpływ degradacji nieodwracalnej na moc procesów resztkowych, można przedstawić w prosty sposób, mianowicie jako zależność liniową

$$h(\Theta) = 1 + K\Theta, \quad (8)$$

gdzie K jest dla danego obiektu i symptomu stałą. Wyznaczenie tej stałej na podstawie danych teoretycznych i półempirycznych (np. z wyników badań materiałowych) wydaje się zadaniem bardzo złożonym, a wynik byłby zapewne obarczony znacznym błędem. Bardziej celowa wydaje się próba identyfikacji eksperymentalnej.

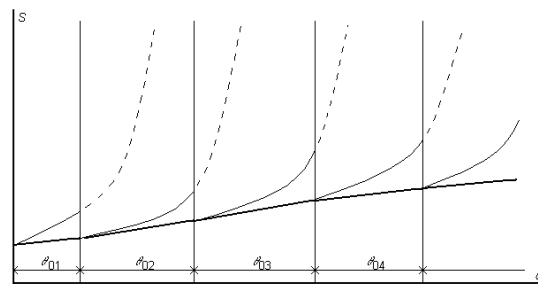
Należy tu raz jeszcze podkreślić, że zależność typu (8) jest wynikiem przyjęcia dość daleko idących założeń upraszczających. Została ona wprowadzona jedynie dla potrzeb stosowanego tu modelu turbiny jako procesora energii, a jej zaletą jest konieczność wyznaczenia tylko jednego współczynnika K . Nie oznacza to oczywiście, że jest to zadanie proste. Trudności wynikają głównie z bardzo złożonego charakteru zjawisk opisujących wspomniane procesy nieodwracalnej degradacji. Co więcej, należy za-

uważyć, że wielki wysiłek badawczy w tej dziedzinie był ukierunkowany (co zrozumiałe) przede wszystkim na opracowanie praktycznych metod obliczania żywotności najważniejszych elementów o wystarczającej dokładności. Natomiast wpływ na charakterystyki drganiowe czy w ogólności na obserwowalne symptomy diagnostyczne, na podstawie którego można by próbować oszacować wartość K , skupił na sobie daleko mniejszą uwagę.

4. EKSPERYMENTALNA OCENA WPŁYWU DEGRADACJI NIEODWRACALNEJ

Według dostępnych danych literaturowych znaczący wzrost prawdopodobieństwa awarii, której przyczyny można powiązać z procesami degradacji nieodwracalnej, w turbinach parowych ma miejsce po upływie ponad 100.000 godzin pracy. Wyznacza to skalę czasową zjawiska i okres niezbędny do tego, aby jego skutki dały się zaobserwować.

Znając wartości V_{0i} w kolejnych cyklach (zależność (1)), możemy określić przebieg funkcji $h(\Theta)$ – czyli, w ramach wprowadzonego wyżej modelu liniowego, wartość współczynnika K – przez połączenie kolejnych punktów $V_{0i}(\Theta)$ prostą i określenie jej współczynnika nachylenia. Jeśli przejdziemy z mocy procesów resztkowych na wartość mierzalnego symptomu S , to kolejne punkty S_{0i} musimy aproksymować nie prostą, lecz krzywą wynikającą z konkretnego operatora symptomowego; wartość K będzie wtedy określana ze współczynnika kształtu tej krzywej. Zostało to schematycznie pokazane na rys. 4 (aproksymacja jest tu dokonana przy pomocy pogrubionej linii łamanej). Analiza danych eksperymentalnych wskazuje, że dla symptomów drganiowych z zakresu częstotliwości harmonicznych dobre wyniki daje stosowanie operatora Weibulla, natomiast dla zakresu częstotliwości łopatkowych – operatora eksponencjalnego [13,14]. Oczywiście kolejne krzywe życia powinny zostać znormalizowane w taki sposób, aby wyeliminować wpływ pozostałych czynników uwzględnionych w zależności (1), czyli miary wektora logistycznego i mocy czynnej, na początkową wartość mocy procesów resztkowych w każdym cyklu życia.



Rys. 4. Określenie wartości współczynnika K przez aproksymację danych eksperymentalnych

Realizacja pomiaru w chwili $\theta = 0$ w każdym cyklu w znormalizowanych warunkach może być dla rzeczywistych obiektów utrudniona. Można jednak zauważyć, że dla turbin parowych z reguły mamy sytuację taką, że $\theta_{0i} \ll \theta_{bi}$, czyli w każdym cyklu obserwujemy jedynie dość krótki początkowy odcinek symptomowej krzywej życia. Możemy wtedy przyjąć, że – o ile czas θ nie jest na tyle duży, że degradacja nieodwracalna determinuje przebieg tej krzywej życia i uproszczona zależność (8) nie może być już stosowana – wartość średnia zmierzonych w każdym i -tym cyklu wartości symptomu S_i^{sr} zależy przede wszystkim od S_{0i} , czyli jest określona bardziej przez przesunięcie symptomowej krzywej życia wzdłuż osi S niż przez stromość tej krzywej. Analizując zależność S_i^{sr} od czasu θ , otrzymalibyśmy wtedy oszacowanie wartości współczynnika K na takiej samej zasadzie, jak z analizy zależności S_{0i} od θ . Oznacza to, że możemy dokonać próby oszacowania współczynnika K przez aproksymację eksperymentalnie określonej zależności $S(\theta)$, czyli trendu drgań, krzywą wynikającą z konkretnego operatora symptomowego. Na tej podstawie można dokonać normalizacji zmierzonych wartości symptomu, co umożliwi wykorzystanie zmodyfikowanego modelu procesora energii [13].

Jak wspomniano, funkcja $h(\theta)$ jest z założenia monotonicznie rosnąca, a zatem krzywa aproksymująca trend $S(\theta)$ również powinna być krzywą rosnącą. Pozwala to na stosunkowo prostą ocenę adekwatności proponowanego modelu poprzez stwierdzenie występowania lub braku systematycznych tendencji wzrostowych w rejestrowanych trendach drgań.

Pod tym kątem oceniono trendy symptomów drganiowych dla trzech jednakowych turbozespołów o mocy 200 MW, obejmujące dość długi okres (około 9 lat). Sumaryczny końcowy czas pracy tych turbozespołów przekraczał nieco 200.000 godzin, był zatem stosunkowo znaczny. Analizowano poziomy prędkości drgań bezwzględnych w pasmach tercjowych, wynikających z modelu wibrodiagnostycznego turbozespołów tego typu (jego omówienie można znaleźć w pracy [1]). Łącznie, przy dziewięciu punktach pomiarowych na turbozespolu (siedem łożysk oraz dwa punkty na kadłubie części niskoprężnej) daje to 405 trendów dla zakresu częstotliwości harmonicznych i 315 trendów dla zakresu częstotliwości łopatkowych.

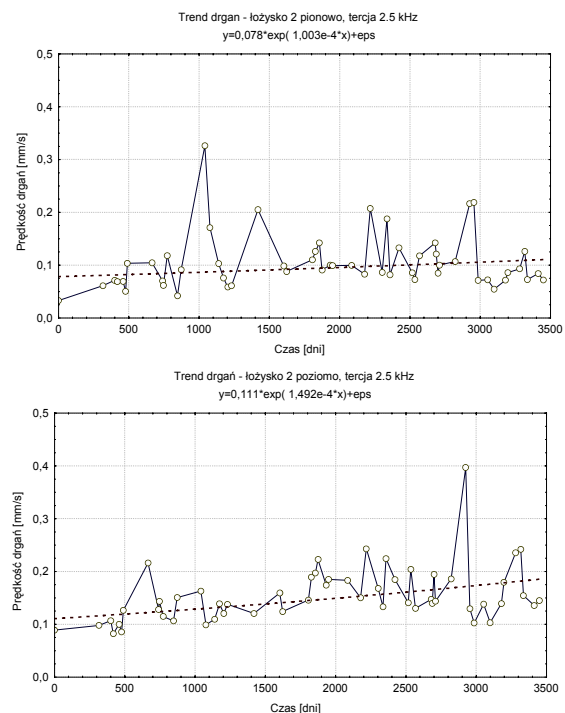
Okazuje się, że przewidywany przez powyższy model trend wzrostowy wystąpił w zakresie harmonicznym jedynie w 35.3% przypadków, zaś w zakresie łopatkowym w 60.6% przypadków.

Model odwzorowania zaawansowania degradacji nieodwracalnej w zmianach sygnału drganiowego jest z pewnością uproszczony, jednak można oczekiwać, że uproszczenia te będą mieć wpływ nie tyle na sam fakt występowania tendencji rosnących, lecz na dokładność opisu ilościowego. Należy zatem wnioskować, że przedstawiona wyżej sytuacja wynika nie tyle z podstawowych wad tego modelu, ile

z wpływu innych zjawisk, dominującego nad wpływem degradacji nieodwracalnej.

Jak widać na rys. 4, dokładność określenia współczynnika K zależy od czasu, a ściślej mówiąc od liczby cykli objętych aproksymacją. W przypadku turbin parowych cykle te są wyznaczane przez remonty kapitalne. Były one dotychczas wykonywane z reguły co cztery lata, a ostatnio często rzadziej; przykładowo w modernizowanych w latach dziewięćdziesiątych turbozespołach 200 MW wydłuża się je do sześciu lat, a w nowych turbozespołach 13CK230 – nawet do ośmiu. Oznacza to, że w praktyce trend obejmujący około 10 lat zawiera maksymalnie trzy cykle, i to nie w całości. Każdy remont należy traktować jako skokową zmianę, której efekty tylko w pewnym przybliżeniu uwzględnia stosowany tu model. Zmiany te dotyczą przede wszystkim zjawisk i procesów ujawniających się w zakresie częstotliwości harmonicznych (wyważenie, osiowanie, stan łożysk i inne); tłumaczy to znaczny procent trendów malejących w tym zakresie. Natomiast w zakresie częstotliwości łopatkowych zmiany o większych rozmiarach są znacznie rzadsze, choć względne wahania poziomów drgań w tym zakresie częstotliwości są niekiedy wyraźnie większe. Stąd krzywe aproksymujące trendy są w tym zakresie na ogół mniej strome, ale równocześnie niemal dwukrotnie większa jest liczba przypadków, kiedy obserwuje się przewidywany przez model trend rosnący.

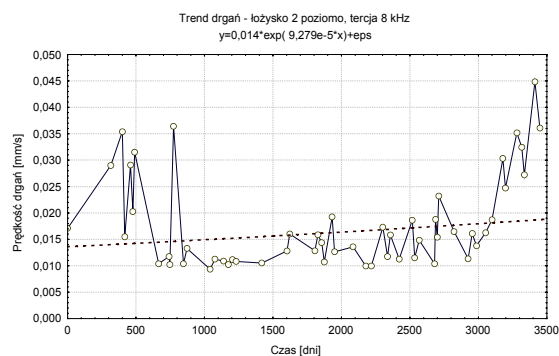
Duży udział trendów malejących sugeruje, że wpływ degradacji nieodwracalnej jest w wielu przypadkach niewielki. Daje się on jednak zaobserwować.



Rys. 5. Przykłady wykładniczej aproksymacji trendów drgań (linia przerywana): turbina 200 MW, łożysko WP-SP, kierunek pionowy (góra) i poziomy (dół), tercja 2.5 kHz

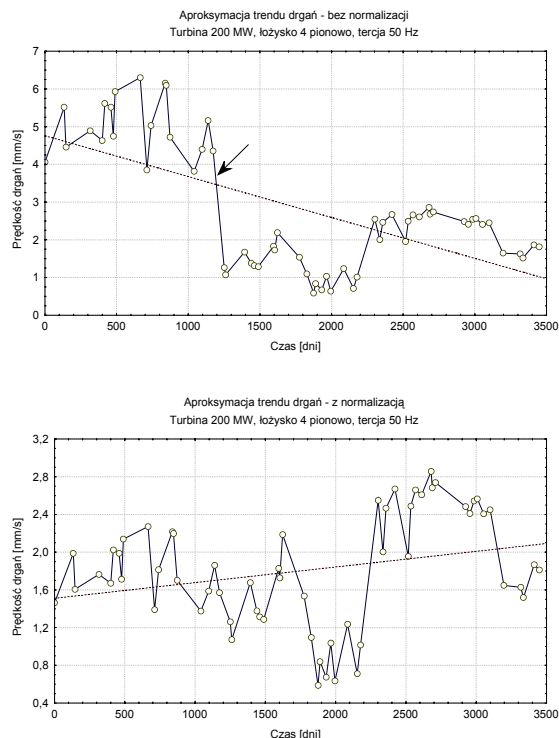
Na rys. 5 przedstawiono przykład aproksymacji trendów z zakresu łopatkowego krzywą wykładniczą, wynikającą z eksponencjalnego operatora symptomo-owego. Jak widać, mimo długiego czasu pracy tych turbin (ponad 200.000 godzin) nadal mamy do czynienia ze stosunkowo powolnym wzrostem, co uzasadnia możliwość stosowania modelu liniowego.

Dla turbin o długim czasie pracy należy jednak liczyć się z możliwością sytuacji, w której $\Theta \approx \Theta_0$. Wobec złożoności czynników określających tempo degradacji nieodwracalnej (np. wpływ rozruchów i wyłączeń, a także szoków cieplnych, do których niekiedy dochodzi) sam czas, wyrażony liczbą godzin pracy, nie jest tu całkowicie miarodajny. Następuje wówczas szybki wzrost mocy procesów resztkowych, a więc i wartości symptomu w czasie, i stosowanie modelu liniowego nie jest już uzasadnione. Przykład przedstawiono na rys.6. Jak widać, w okresie ostatnich kilkuset dni tempo wzrostu wartości symptomu wyraźnie się nasiliło; należy przypuszczać, że zależność $V(\Theta)$ przestała już mieć charakter liniowy. W związku z tym aproksymacja wykładnicza na rys. 6 jest jedynie poglądowa, gdyż ściśle rzecz ujmując powinna być ograniczona do okresu, w którym wzrost był jeszcze powolny. Jest to dobrze widoczne na wykresie.



Rys. 6. Wykładnicza aproksymacja trendu drgań (linia przerywana): turbina 200 MW, łożysko WP-SP, kierunek poziomy, tarcja 8 kHz

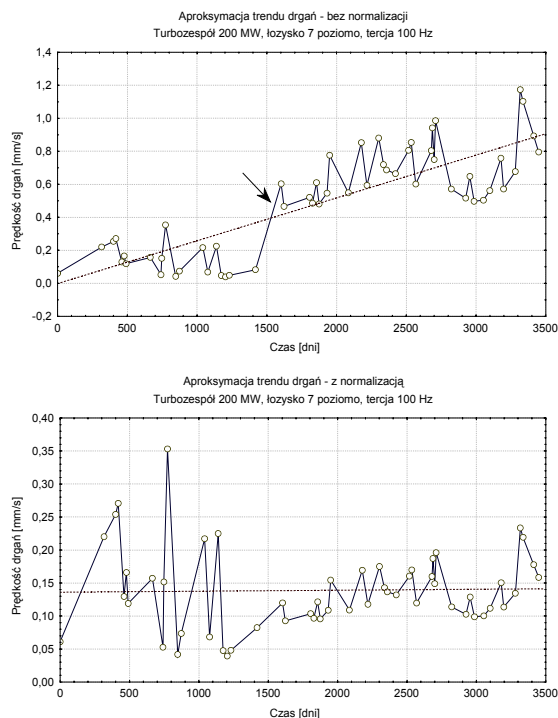
Znaczna liczba obserwowanych przypadków długookresowego trendu malejącego daje się wyjaśnić, jeśli wziąć pod uwagę wpływ wektora logistycznego. Został on bardziej szczegółowo przeanalizowany w innych opracowaniach [13, 15]. Tu, w charakterze przykładu, zamieszczono wykres jednego z zarejestrowanych trendów drgań z zakresu harmonicznego (rys. 7). Jak widać, po remoncie (czas jego wykonania oznaczono strzałką na wykresie) wystąpił skokowy spadek wartości symptomu, związany z poprawą wyważenia. Wskutek tego sumaryczny trend jest malejący. Stan wyważenia jest związany z jakością wykonanego remontu, a zatem jego ilościowa charakterystyka jest uwzględniona w wektorze logistycznym jako jedna ze składowych. Zastosowanie procedury normalizacyjnej [13] sprawia, że otrzymujemy trend rosnący, zgodnie z przewidywaniami modelu.



Rys. 7. Porównanie trendów drgań bez normalizacji względem miary skalarnej wektora logistycznego (górze) i z normalizacją (dół); turbina 200 MW, przednie łożysko NP pionowo, tarcja 50 Hz

W wyniku remontu najczęściej uzyskuje się poprawę stanu dynamicznego i spadek wartości składowych harmonicznnych, których wpływ na całkowite poziomy drgań jest przeważnie największy. Odpowiada temu przykład z rys. 7. Niekiedy jednak mamy do czynienia ze wzrostem niektórych składowych, na przykład w wyniku celowo wprowadzonego rozosowania czy zaakceptowania innego rozkładu resztkowego niewyważenia [1]. Bardziej szczegółowa analiza tego problemu wykracza poza ramy niniejszego artykułu; istotne jest jednak to, że możemy wówczas otrzymać w efekcie znaczne zawyżenie trendu rosnącego. Przykład przedstawiono na rys. 8. Jak widać, skokowy wzrost II harmonicznnej po remoncie sprawił, że sumaryczny trend drgań jest dość silnie rosnący. Zastosowanie normalizacji sprawia, że otrzymujemy trend bardzo słabo rosnący (zwróćmy uwagę na znaczną różnicę skali pionowej na dwóch wykresach z rys.8; mimo to trend rosnący na dolnym wykresie jest niemal niezauważalny).

Przykłady z rys. 7 i 8, w których uwzględniono normalizację jedynie względem oszacowanej miary skalarnej wektora logistycznego (a właściwie stosunku wartości tej miary w kolejnych realizacjach) wskazują na problemy związane z oceną wpływu degradacji nieodwracalnej na podstawie trendów drgań. Niewątpliwie ma z tym związek wspomniany już fakt objęcia analizą maksymalnie trzech cykli życia, mimo długiego czasu obserwacji (w powyższych przykładach niemal 10 lat).



Rys. 8. Porównanie trendów drgań bez normalizacji względem miary skalarnej wektora logistycznego (góra) i z normalizacją (dół); turbozespół 200 MW, tylne łożysko generatora poziomo, tercja 100 Hz

Wpływ uwzględnienia degradacji nieodwracalnej na oszacowane metodą niezawodności symptomowej graniczne poziomy prędkości drgań ilustruje przykład przedstawiony w tabeli 1 [13]. Dotyczy on dwu identycznych turbin 200 MW o czasie pracy sięgającym 200.000 godzin. Jak widać, uwzględnienie wpływu degradacji nieodwracalnej dla turbin o tak długim czasie pracy daje różnice na ogół rzędu kilkunastu procent. Podobne wyniki uzyskano dla innych symptomów drganiowych z zakresu częstotliwości łopatkowych, dla których możliwe było dokonanie tego rodzaju porównania.

Tabela 1. Graniczne poziomy prędkości drgań turbiny 200 MW z uwzględnieniem degradacji nieodwracalnej (2) i bez (1)

Turbina	Punkt pomiaru	Tercja [Hz]	Graniczna prędkość drgań [mm/s]	
			1.	2
A	Ł2V	5000	0.284	0.251
		8000	0.081	0.073
	Ł2H	5000	0.564	0.516
		8000	0.102	0.088
B	Ł2V	5000	0.704	0.656
		8000	0.125	0.111
	Ł2H	5000	0.919	0.863
		8000	0.082	0.065

5. PODSUMOWANIE I WNIOSKI

Procedura diagnostyczna powinna umożliwić wykrycie uszkodzenia i ocenę stopnia jego zaawansowania. Aby cel ten mógł zostać osiągnięty, konieczne jest stosowanie miarodajnych wartości kryterialnych, spośród których szczególną rolę odgrywają wartości graniczne. Wartości te mogą zostać oszacowane na podstawie danych eksperymentalnych, w oparciu o model procesora energii. Należy jednak wówczas uwzględnić wpływ innych czynników, od których zależy moc procesów resztkowych. Można to uczynić przez zastosowanie odpowiednich procedur normalizacyjnych [13].

Uwzględnienie wpływu degradacji nieodwracalnej może być oparte na modelu liniowym, pod warunkiem, że zaawansowanie procesów degradacyjnych nie jest jeszcze zbyt duże. Konieczne jest wtedy eksperymentalne oszacowanie tylko jednego parametru. Analiza danych z badań kilku turbozespołów pozwala na sformułowanie następujących wniosków:

1. Wpływ degradacji nieodwracalnej jest łatwiejszy do zaobserwowania dla zakresu częstotliwości łopatkowych.
2. Dla turbin o czasie pracy rzędu 200.000 godzin wpływ degradacji nieodwracalnej na wartość symptomu, a zatem również mocy procesów resztkowych, jest na ogół stosunkowo niewielki i często, zwłaszcza dla składowych harmonicznych, dominuje wpływ innych zjawisk. Założenia określające stosowalność modelu liniowego są wówczas spełnione.
3. W niektórych przypadkach powyżej 200.000 godzin można zaobserwować szybki wzrost wartości symptomu, co oznacza, że model liniowy nie jest już poprawny.

Badania, których wyniki wykorzystano w tej pracy, zostały częściowo wykonane w ramach realizacji projektu badawczego nr 7 T07B 041 16, finansowanego przez Komitet Badań Naukowych.

LITERATURA

- [1] Z. Orłowski: *Wibrodiagnostyka w życiu turbin parowych*. WNT, Warszawa, 2001
- [2] D. Kwapisz: *Ocena trwałości materiałów kadłubów pracujących turbin parowych na podstawie metaloznawczych badań niszczących*. Energetyka, 1983, Nr 11
- [3] T. Chmielniak, G. Kosman: *Obciążenia cieplne turbin parowych*. WNT, Warszawa, 1990
- [4] Cz. Cempel: *Theory of energy transforming systems and their application in diagnostics of operating systems*. Applied Mathematics and Computer Science, 1993, vol.3, No.3, pp.533-48
- [5] T. Gałka: *Określanie granicznych poziomów drgań w turbinach parowych*. Rozprawa doktorska. Politechnika Poznańska, 1997
- [6] Z. Orłowski, T. Gałka: *Symptom reliability – a new tool for quantitative assessment of turbine*

- technical condition*. Proceedings of the IASTED Conference "High Technology in the Power Industry". Acta Press, Anaheim, 1997, pp.65-70
- [7] T. Gałka: *Zastosowanie modelu procesora energii do określania granicznych poziomów drgań turbozespołów parowych*. Energetyka, Nr 1/ 2000 (547), str. 21-29
- [8] T. Gałka, Z. Orłowski: *Uwzględnienie wpływu wektora logistycznego w procedurach diagnozowania turbin parowych*. Materiały XXVIII Ogólnopolskiego Sympozjum 'Diagnostyka Maszyn', Węgierska Górka, 2001, str. 181-190
- [9] T. Gałka: *Uwzględnienie mocy czynnej turbozespołu w procedurach diagnozowania*. Problemy Eksploatacji, nr 3/2001 (42), str. 49-56
- [10] S. Kocańda: *Zmęczeniowe pękanie metali*. Wyd.3. WNT, Warszawa, 1985
- [11] T. Chmielniak, G. Kosman, A. Rusin: *Pelzanie elementów turbin ciepłych*. WNT, Warszawa, 1990
- [12] Cz. Cempel: *Diagnostyka wibroakustyczna maszyn*. Wyd. Politechniki Poznańskiej, 1985
- [13] *Metodyka określania granicznych wartości cech sygnału dużych maszyn wirnikowych z uwzględnieniem wpływu warunków zewnętrznych, parametrów procesowych i degradacji materiałowej*. Raport merytoryczny z realizacji projektu badawczego. Warszawa, 2001 (opracowanie niepublikowane)
- [14] Z. Orłowski, T. Gałka: *Procesor energii w energetyce*. Diagnostyka, vol.23/2000, str. 61-64
- [15] T. Gałka, Z. Orłowski: *Wektor logistyczny w diagnozowaniu turbin parowych*. Diagnostyka, vol. 25/2001, str. 49-56



Prof. dr hab. inż. **Zenon Orłowski**, absolwent Wydziału Mechanicznego Energetyki i Lotnictwa Politechniki Warszawskiej. Od 1972 r. był pracownikiem naukowym Instytutu Energetyki – ostatnio kierownikiem Pracowni Diagnostyki

Urządzeń Ciepłych Elektrowni. Zajmował się diagnostyką maszyn wirnikowych, przede wszystkim turbin parowych. Autor kilkudziesięciu prac naukowych z tej dziedziny, publikowanych w kraju i za granicą. Był Członkiem Sekcji Podstaw Eksploatacji Komitetu Budowy Maszyn PAN, współzałożycielem Polskiego Towarzystwa Diagnostyki Technicznej oraz Prezesem Zarządu Głównego.



Dr inż. **Tomasz Gałka** jest absolwentem Wydziału Elektroniki Politechniki Warszawskiej. Od 1982 r. jest pracownikiem naukowym Instytutu Energetyki. Zajmuje się głównie wibrodiagnostyką turbozespołów energetycznych. W 1998 r.

obronił pracę doktorską z tej dziedziny na Wydziale Budowy Maszyn i Zarządzania Politechniki Poznańskiej. Jest autorem lub współautorem ponad 35 publikacji krajowych i zagranicznych. Współzałożyciel Polskiego Towarzystwa Diagnostyki Technicznej, w obecnej kadencji sekretarz Zarządu Głównego.

OPTYMALIZACJA EKSPLOATACJI MASZYN I URZĄDZEŃ

Adam PIETRZYK
Tadeusz UHL

Katedra Robotyki i Dynamiki Maszyn
Akademia Górniczo-Hutnicza w Krakowie
Al. Mickiewicza 30. Tuhl@rob.wibro.agh.edu.pl

Streszczenie

W pracy wskazano możliwości optymalizacji decyzji eksploatacyjnych dzięki adaptacji metodologii RCM (ang. Reliability-centered Maintenance), która poprzez integrację wielu dyscyplin nauki i techniki pozwala na efektywne technicznie i ekonomicznie planowanie działań serwisowych z uwzględnieniem warunków eksploatacji oraz oczekiwań użytkowników. RCM jest obecnie najpopularniejszą i najbardziej efektywną strategią zarządzania serwisem. Podstawy RCM zostały stworzone w latach 60-tych w przemyśle lotniczym USA. Dzięki serwisowi niezawodnościowemu uzyskano zmniejszenie kosztów eksploatacji samolotów przy jednoczesnej poprawie poziomu bezpieczeństwa lotów. Zaletą analizy RCM jest to, że może być przeprowadzona zarówno dla obiektów nowych jak i istniejących, a nawet już na etapie projektowania. W pracy przedstawiono propozycję oprogramowania ułatwiającego przeprowadzenie takich analiz oraz umożliwiającego wykonanie symulacji techniczno-ekonomicznych efektów proponowanych decyzji.

Słowa kluczowe: RCM, Analiza ryzyka, Krytyczność

ASSET MAINTENANCE OPTIMIZATION

This paper presents possibilities of maintenance optimization with applying Reliability-centered Maintenance based Methodology. RCM is a strategy that allow technically and economically effective maintenance task scheduling with respect to the users expectations in existing operating context. RCM is at moment the most popular and effective asset management strategy. RCM was developed over a period of thirty years in aviation industry. Applying RCM based techniques decreases flying costs and increases safety level. One of the benefits of RCM analysis is that it can be perform on the new or existing assets. RCM analyse can be applied even in the design phase. This publication presents software that assists in the analysis process, and allows to make economical simulations.

Keywords: RCM, Risk analysis, Criticality

1. WSTĘP

W przedsiębiorstwach produkcyjnych na całkowity koszt produkcji składa się wiele czynników. Do głównych należą koszty materiałowe, koszty pracy, a także koszty eksploatacji, w tym koszty wykorzystania i serwisowania urządzeń wykorzystywanych w procesie produkcji. Koszty te związane są z działaniami mającymi na celu zapewnienie oczekiwanej zazwyczaj dyspozycyjności zapewniającej ciągłość produkcji, różnej dla różnych branż przemysłu. Zbiór tych działań jest wyrazem realizacji przyjętej strategii eksploatacyjnej przedsiębiorstwa. Określenie strategii sugeruje że mamy do czynienia ze świadomym procesem decyzyjnym, który wymaga od właścicieli przedsiębiorstwa określenia celów, przydzielenia budżetu przeznaczonego na ich realizację a następnie ciągłej adaptacji do zmieniających się warunków technicznych oraz ekonomicznych.

Obecnej dysponujemy szeroką gamą różnych technik pozwalających na zapewnienie realizacji wyznaczonych celów eksploatacyjnych. Do technik tych możemy zaliczyć narzędzia diagnostyczne [2], modele niezawodnościowe i statystyczne [5], metody symulacyjne [5] oraz techniki ekonomicznej eksploatacji urządzeń [4]. Poważnym ograniczeniem w ich wykorzystaniu jest jednak wysokość nakładów finansowych jakimi dysponuje przedsiębiorstwo, co wymusza szczególnie uważny i racjonalny wybór przyjmowanych rozwiązań. Ważne jest aby dostępne środki techniczne wykorzystywać w jak najbardziej efektywny sposób. Oznacza to że konieczne jest zarówno na poziomie lokalnym (pojedynczych urządzeń) jak również globalnie (w skali całego przedsiębiorstwa) poszukiwanie rozwiązań zapewniających oczekiwaną niezawodność procesów i urządzeń jak najmniejszym kosztem. Tworząc plany eksploatacji należy rozwiązać wielokryterialny problem decyzyjny dla którego trudno jest wskazać

optymalne rozwiązanie. Problem ten należy potraktować interdyscyplinarnie, gdyż łączy on zagadnienia czysto inżynierskie, takie jak nauka o niezawodności, statystyka, czy informatyka z zagadnieniami z zakresu organizacji i zarządzania. Dzięki wykorzystaniu komputerów, analizie modeli statystycznych i niezawodnościowych oraz wykorzystaniu wiedzy eksperckiej możliwe jest wybranie najlepszych decyzji dla przedsiębiorstwa.

Niniejsza praca przedstawia możliwości optymalizacji decyzji eksploatacyjnych dzięki adaptacji metodologii RCM, która tworzy formalne podstawy dla integracji działań z wyżej wymienionych dyscyplin w celu wyboru najlepszych technik serwisu odpowiadających warunkom eksploatacji oraz oczekiwaniom użytkowników.

2. RCM - SERWISOWANIE ZORIENTOWANE NA NIEZAWODNOŚĆ

Na przestrzeni lat sposób eksploatacji urządzeń ulegał ciągłym zmianom. Pierwsze urządzenia produkcyjne ze względu na prostą konstrukcję mechaniczną oraz bardzo skromne środki techniczne podlegały jedynie bieżącej konserwacji oraz naprawie gdy nastąpiło uszkodzenie. Urządzenia z tamtego okresu były z reguły bardzo przewymiarowane, a także pozbawione elektroniki, automatyki i sterowania. Dodatkowym czynnikiem powodującym brak zainteresowania planowym serwisem był niewielki stopień mechanizacji przedsiębiorstw.

Sytuacja ta uległa znacznej zmianie po drugiej wojnie światowej. Wraz z rozwojem przemysłu elektronicznego wzrósł stopień złożoności i precyzji wykonania urządzeń. Przedsiębiorstwa stawiały się coraz bardziej zmechanizowane co spowodowało zwiększenie opłacalności planowego zapobiegania uszkodzeniom maszyn. Dawało to możliwość minimalizowania kosztów związanych z przestojami oraz zwiększania bezpieczeństwa pracy. W latach 50-80 strategie serwisowe nakazywały przyjęcie terminów planowych zapobiegawczych remontów oraz wymian urządzeń lub ich elementów mający na celu zapewnienie wymaganej bezawaryjności (ang. Preventive Maintenance). Podejście takie oparte było na opinii inżynierów lub danych statystycznych udostępnianych przez producentów. Rozwiązanie takie było najlepszym rozwiązaniem w tamtych latach, gdyż pozwalało na programowanie żądanej niezawodności i znaczne ograniczenie kosztów i czasów przestojów. Jakkolwiek są to niewątpliwie zalety to z rozwiązaniem takim wiążą się również wady. Po pierwsze określenie czasów planowych wymian i remontów wiąże się z założeniem że znamy charakterystykę zużycia danego elementu, charakterystyka ta zawiera wyraźny punkt wzrostu prawdopodobieństwa uszkodzenia, po drugie charakterystyki niezawodnościowe producenta nie uwzględniają specyficznych warunków eksploatacji które mogą wystąpić u konkretnego użytkownika.

W przypadku drogich i odpowiedzialnych obiektów lub urządzeń uszkodzenie lub awaria może wiązać się z poważnymi konsekwencjami. Z tego powodu koniecznym staje się aktywne zarządzanie procesem eksploatacji. Należy przez to rozumieć taką realizację eksploatacji by uniknąć nieprzewidzianych awarii. Niezawodność jest wskaźnikiem ściśle związanym z awaryjnością. Zwiększanie niezawodności systemu, nie jest działaniem jednorazowym lecz częściej procesem zmierzającym do utrzymania niezawodności na oczekiwanym poziomie. Można to osiągnąć poprzez właściwe serwisowanie. Pierwszą gałęzią przemysłową która w ten sposób zwiększała ogólną niezawodność był przemysł lotniczy. Stało się tak na skutek konkurencji oraz coraz surowszych norm bezpieczeństwa. Od lat 60-tych w przemyśle lotniczym rozwijały się techniki nazywane obecnie RCM (ang. Reliability-centered Maintenance)[1]. Za ich początek uważa się raport opracowany na zlecenie Amerykańskiego Departamentu Obrony Lotniczej opracowanego przez Stanleya Nowlana [1]. Raport ten stał się podstawą sformułowania ogólnych wskazówek prowadzenia serwisu zorientowanego na niezawodność. Dzięki wykorzystaniu tych technik, w ciągu ostatnich lat poziom bezpieczeństwa lotów w USA wyraźnie się podniósł przy jednoczesnym ograniczeniu kosztów serwisu statków powietrznych.

W przypadku bardzo skomplikowanych procesów lub urządzeń charakterystyka ich awaryjności ma charakter losowy, bądź jest ona złożeniem wielu różnych charakterystyk [1]. Dla wielu urządzeń elektronicznych oraz urządzeń o złożonej budowie charakterystyki takie możemy uzyskać jedynie w przybliżeniu na drodze symulacji.

W takich przypadkach sztywne ustalenie czasów resursów z pominięciem analizy statystycznej, wiedzy posiadanej o funkcjonowaniu obiektu, a także symulacji pozwalającej na poszerzenie tejże wiedzy, może okazać się zupełnie nieefektywne i przynieść efekty odwrotne od zamierzonych. Jednocześnie błyskawiczny rozwój narzędzi diagnostycznych doprowadził do rozpowszechnienia technik ciągłego lub okresowego monitorowania oraz prognozowania stanu urządzeń, co pozwala na precyzyjne wyłączenie urządzenia wtedy gdy ryzyko wystąpienia awarii osiągnie poziom nie akceptowany przez użytkownika (ang. Predictive Maintenance).

Techniki te mimo swoich zalet są trudne do wdrożenia, gdyż wymagają znajomości charakterystyki uszkodzenia, wykwalifikowanego personelu oraz specjalistycznego sprzętu i oprogramowania co powoduje, że są z reguły bardzo kosztowne. Ich stosowanie wymaga znacznych inwestycji zwiększających budżet eksploatacyjny, a więc także zwiększających koszty produkcji. Sytuacja taka jest dla przedsiębiorstwa bardzo niekorzystna zwłaszcza wtedy gdy te środki diagnostyczne są wykorzystywane w sposób niepełny, nie przynoszący oczekiwanych korzyści.

W związku z tym do głównych zadań stojących przed współczesnymi inżynierami eksploatacji powinniśmy zaliczyć:

- umiejętność właściwego wyboru odpowiednich technik eksploatacyjnych
- umiejętność określenia i programowania zakładanej niezawodności procesów
- umiejętność realizacji oczekiwań właścicieli oraz zapewnienia bezpieczeństwa i czystości środowiska, wymaganej również przez odpowiednie przepisy
- umiejętność znajdowania rozwiązań najbardziej efektywnych ekonomicznie w zakładanej perspektywie czasu

Nowoczesne prowadzenie polityki eksploatacyjnej wymaga od nas nie tylko znajomości technik diagnostycznych, lecz przede wszystkim właściwego ich stosowania.

Jedną z najczęściej stosowanych obecnie strategii eksploatacyjnych jest RCM. Jest to metodologia integrująca szereg różnych technik, pozwalająca spełnić sformułowane powyżej oczekiwania. RCM pozwala zapewnić żadaną niezawodność procesu (lub urządzenia) wymuszając jednocześnie stosowanie najbardziej efektywnych technicznie i ekonomicznie technik. RCM można zdefiniować jako logiczny ciąg analiz wykorzystywany do określenia wymagań serwisowych dowolnego urządzenia, w warunkach jego pracy (eksploatacji) zapewniających ciągłą realizację szeroko rozumianych oczekiwań użytkownika. Warto zauważyć że RCM formułuje cele eksploatacyjne na poziomie funkcji a nie na poziomie urządzenia. Inaczej mówiąc, celem nie jest zapewnienie całkowitej niezawodności urządzenia jako takiego, lecz zapewnienie takiej jego niezawodności jakiej wymaga realizacja funkcji dla której urządzenie to jest wykorzystywane w danych warunkach. W rzeczywistych sytuacjach może się bowiem zdarzyć tak, że koszt osiągnięcia wysokiej niezawodności urządzenia nie przełoży się na korzyści płynące ze zmniejszonych przestojów, itp.

Aby podjąć właściwe decyzje eksploatacyjne musimy odpowiedzieć na siedem podstawowych pytań:

1. **Jakie są funkcje urządzenia oraz granice ich realizacji?**
2. **W jaki sposób urządzenie przestaje spełniać swoje funkcje?**
3. **Jakie są tego przyczyny?**
4. **Jakie objawy towarzyszą uszkodzeniom funkcjonalnym?**
5. **Jakie znaczenie ma dla nas każde uszkodzenie?**
6. **Co należy zrobić by przewidzieć lub zapobiec uszkodzeniu?**
7. **Co zrobić gdy nie możemy przewidzieć lub zapobiec uszkodzeniu?**

Warto podkreślić że ostatnie pytanie jest obligatoryjne i wymusza na ogół wprowadzenie modernizacji obiektu lub procesu nim kierującego

gdy nie możemy znaleźć odpowiednich działań zapobiegawczych.

Stosując logikę RCM, to znaczy analizując wyniki odpowiedzi na powyższe siedem pytań, możemy dokonać optymalizacji dotychczasowych planów eksploatacyjnych lub sformułować nowe zapewniając jednocześnie ich maksymalną efektywność i dostosowanie do specyficznych potrzeb użytkownika.

3. ANALIZA RYZYKA W PODEJMOWANIU DECYZJI DIAGNOSTYCZNYCH

Analiza ryzyka jest kluczowym elementem procesu analiz RCM, warunkującym decyzje eksploatacyjne. Z eksploatacją każdego urządzenia technicznego związane jest ryzyko (wystąpienia katastrofy, degradacji środowiska, itp.). Celem prowadzenia analizy ryzyka w RCM jest wskazanie najbardziej niebezpiecznych elementów systemu, oraz określenie ryzyka jakie niosą ich awarie. Można wyróżnić trzy kategorie ryzyka [4]:

- ryzyko psychologiczne (społeczne)
- ryzyko techniczne
- ryzyko ekonomiczne

Należy to uwzględnić w procesie identyfikacji ryzyka i przy podejmowaniu działań zapobiegawczych. Dla potrzeb inżynierskich należy ustalić kryteria i miary oceny ryzyka. Norma [10] podaje że: bezpieczeństwo wytworu oraz jego otoczenia to pozostawanie w stanie ryzyka nie większego od wartości kryterialnej. Ryzyko definiowane jest jako iloczyn uszkodzenia i prawdopodobieństwa, z którym się pojawia to uszkodzenie. Oceny bezpieczeństwa dokonuje się, gdy znany jest jakościowy i ilościowy opis systemu. Na etapie wartościowania należy z reguły ograniczyć się do oceny uproszczonej, jednak tak zbudowanej aby w miarę napływu informacji o wyrobie powstał ilościowy system oceny. Ogólne zasady postępowania przy analizie złożonych układów można znaleźć w [6], oraz w [11]. Teoria niezawodności dostarcza nam podstaw do ilościowej oceny ryzyka. Do głównych metod analizy ryzyka zaliczyć możemy:

- FMEA (ang. Failure Mode and Effects Analysis), analiza rodzajów i skutków awarii
- FMECA (ang. Failure Mode, Effects and Cause Analysis), analiza rodzajów, skutków i przyczyn awarii
- Drzewo uszkodzeń i Drzewo zdarzeń krytycznych budowane dla danego obiektu

Każda z tych metod ma swoje zalety i wady a także ograniczenia związane z jej zastosowaniem [7].

RCM jako metodologia nie narzuca konkretnych rozwiązań jednak powszechnie wykorzystuje się dwie pierwsze z przytoczonych metod. W analizach RCM jako ryzyko rozumie się iloczyn ważności i częstości (lub prawdopodobieństwa wystąpienia uszkodzenia):

$$\text{RYZYKO} = \text{WAŻNOŚĆ} * \text{CZĘSTOŚĆ} \quad (1)$$

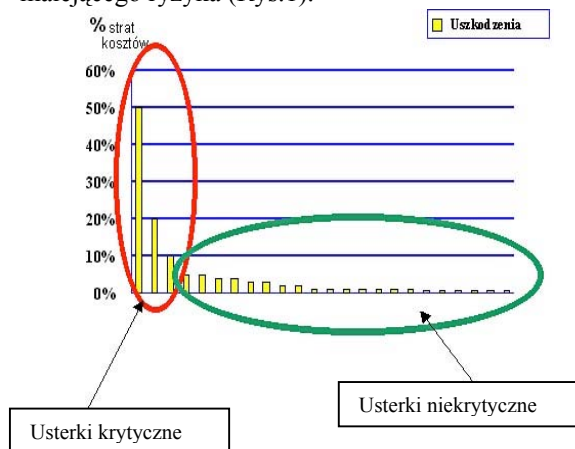
Ważność jest terminem związanym z dotkliwością efektów wystąpienia uszkodzenia funkcjonalnego. Jest to pojęcie szerokie, mieszczące zarówno koszty czasy przestojów jak również wpływ na bezpieczeństwo ludzi i środowisko naturalne. Częstość występowania uszkodzenia funkcjonalnego jest związana z fizyczną przyczyną uszkodzenia dla konkretnego składnika analizowanej instalacji. Celem metod ilościowej analizy ryzyka jest jak najdokładniejsze wyznaczenie prawdopodobieństwa (częstości) występowania uszkodzeń funkcjonalnych a co za tym idzie precyzyjne i liczbowe wyznaczenie poziomu ryzyka z nimi związanego. Ponieważ metody te na ogół korzystają z danych statystycznych, są znacznie trudniejsze w implementacji.

W związku z trudnościami w stosowaniu ilościowych metod analizy ryzyka, zwykle jako podstawową stosuje się metodę jakościową, w której określa się szereg logicznych skal ważności i jedną skalę częstości. Ostatecznie na podstawie porównania przyjętych macierzy krytyczności (Tab.1), wyrażającej strategię użytkownika i otrzymanych poziomów ryzyka wnioskuje się o krytyczności urządzenia. Taką analizę ryzyka prowadzi się dla wszystkich rozpoznanych oraz przewidywanych uszkodzeń funkcjonalnych i ich przyczyn.

Tab1. Tabela krytyczności

częstość usterki	ważność			
	bardzo mała	mała	duża	bardzo duża
rzadka		Nie krytyczne		
umiarkowana		Opinia eksperta		
częsta		Krytyczne		

W wyniku analizy otrzymuje się poziomy ryzyka związane z poszczególnymi przyczynami uszkodzeń funkcjonalnych wskazujące na krytyczność danej przyczyny uszkodzenia. Pomocny może być w tym wykres Pareto szeregujący usterki w porządku malejącego ryzyka (Rys.1).



Rys. 1. Wykres Pareto (według malejącego ryzyka) Jest to metoda ekspercka, szczególnie efektywna w przypadku obiektów nowych oraz przy modernizacji istniejących już systemów

4. ZASTOSOWANIE RCM DO PROJEKTOWANIA UKŁADÓW MONITOROWANIA

RCM z definicji ma na celu wskazanie wymagań eksploatacyjnych urządzeń lub całych obiektów technicznych w warunkach ich eksploatacji. Jest to fundamentalne stwierdzenie podkreślające że warunki użytkowania urządzenia mają niezwykle istotny wpływ na sposób jego serwisowania. W zależności od tych warunków dwa takie same urządzenia mogą być serwisowane w całkowicie odmienny sposób. Jest to związane z oczekiwaniami użytkowników lub z tym, że konsekwencje ich uszkodzenia mogą być różne (różne są poziomy ryzyka z nimi związane). Wpływa to na konkretne decyzje eksploatacyjne (stosowanie monitoringu, planowych remontów, planowych wymian, okresowych kontroli lub przyjęcie eksploatacji do uszkodzenia itp.).

Jednym z elementów zmniejszenia ryzyka awarii oraz zmniejszenia kosztów napraw jest instalowanie dla odpowiedzialnych obiektów systemów monitorowania i diagnozowania ich stanu oraz zużycia. Przez system monitorowania stanu rozumie się wyposażenie techniczne i procedury obliczeniowe dla zbierania i analizy informacji związanej ze stanem i funkcjonowaniem poszczególnych części i podzespołów monitorowanego urządzenia w celu wykrycia początkowego stadium uszkodzenia lub zużycia, które może prowadzić do awarii. Przez proces diagnozowania rozumie się obecnie określenie bieżącego stanu technicznego, określenie przyczyn zaistnienia obecnego stanu, oraz określenia horyzontu czasowego przyszłej zmiany stanu technicznego [2]. Do diagnozowania stanu urządzenia w diagnostyce eksploatacyjnej wykorzystywane są symptomy stanu związane zarówno ze zmiennymi procesowymi takimi jak ciśnienie, temperatura, moc jak również procesy resztkowe, które w sposób nieodłączny towarzyszą eksploatacji każdej maszyny. Do procesów tych zalicza się procesy termiczne, elektryczne, a przede wszystkim wibroakustyczne. Umożliwiają one prowadzenie procesu diagnozowania bez wyłączania urządzenia z ruchu.

W zakresie diagnostyki eksploatacyjnej można wyróżnić dwa sposoby wnioskowania diagnostycznego [2]:

- oparte o symptomy diagnostyczne oraz wykorzystanie relacji symptom – stan
- oparte na modelu, wykorzystujące relacje stan – parametry modelu.

Do realizacji wnioskowania stosuje się coraz częściej systemy doradcze umożliwiające diagnozowanie wielu obiektów w sposób automatyczny lub poprzez wspomaganie decyzji operatora. Konstrukcja systemów monitorowania w chwili obecnej jest konstrukcją modułową umożliwiającą konfigurowanie układu w zależności od wymagań użytkownika. Dotyczy to zarówno

sprzętu jak i oprogramowania. Jednak w praktyce koszty takiego systemu w wielu przypadkach są zbyt duże aby mógł on być montowany na obiekcie w pełnej wersji. Stąd wynika potrzeba opracowania procedur projektowania systemów monitorowania, które umożliwiłyby dostosowanie systemu do potrzeb użytkownika oraz do rozmiaru uzasadnionego ekonomicznie.

Urządzenia monitorujące pozwalają zwiększyć bezpieczeństwo oraz niezawodność procesów i urządzeń technicznych, co przyczynia się do zwiększenia ich efektywności. Dobór systemów monitorowania dla danej instalacji powinien być dokonany z uwzględnieniem:

- rodzaju monitorowanego obiektu
- znaczenia monitorowanego obiektu dla całego procesu
- ryzyka jakie niesie awaria monitorowanego obiektu
- kosztów instalacji i eksploatacji systemu monitorowania

W wyniku przeprowadzonej analizy ryzyka, procedura RCM wskazuje nam konkretne miejsca w instalacji gdzie monitorowanie stanu urządzenia może dać poważne korzyści zarówno ekonomiczne, techniczne jak również podnoszące poziom bezpieczeństwa.

Dzięki wykorzystaniu zebranych informacji, można sformułować modele matematyczne, np. PHM (ang. Proportional Hazards Model) [7] i na tej podstawie określić grupę czynników które najistotniej wpływają na niezawodność systemu. Monitorowanie tych czynników daje najlepsze efekty a także pozwala na określenie prognoz stanu obiektu w następnych okresach użytkowania. Na tej podstawie można decydować o strategii eksploatacyjnej w nadchodzących okresach czasu [9].

Przy wyborze układów monitorowania bierzemy również pod uwagę dane o charakterze uszkodzenia, relacji symptom-uszkodzenie wymagających ciągłego pomiaru oraz wiele innych czynników. Wszystkie te informacje pozwalają na dobranie najbardziej właściwego rodzaju układu monitorowania, określenie jego rozmiaru oraz potencjalnej korzyści jaką przyniesie jego zastosowanie.

5. OPROGRAMOWANIE DLA REALIZACJI PROCEDURY RCM

Ze względu na specyfikę procesu analiz RCM specyficzna jest też rola oprogramowania i komputerów w procesie wspomagania przygotowywania takich analiz. RCM określa jedynie zasady postępowania pozostawiając szczegóły realizacji decyzji analizującego. Należy

również podkreślić że to analizujący jest główną osobą ponoszącą odpowiedzialność za efekt całego przedsięwzięcia. Dlatego zadaniem oprogramowania jest pomoc w zebraniu potrzebnych informacji, wyznaczeniu żądanych wskaźników i zasugerowaniu właściwych rozwiązań. Stanowi ono również bazę danych z informacjami z których w każdej chwili będzie mógł on skorzystać. Komputerowy system wspomagający analizę RCM powinien mieć cech systemu eksperckiego, umożliwiającego przeprowadzenie szeregu analiz i symulacji, pozostawiając jednak ostateczną decyzję osobie analizującej.

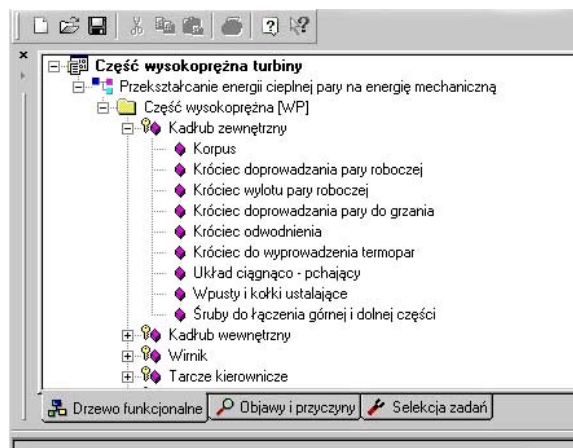
Obecnie można zauważyć tendencję do integrowania systemów RCM jako części ogólnego systemu planowania eksploatacji CMMS (ang. Computer Maintenance Management System), co prowadzi do efektywniejszego zarządzania zasobami magazynowymi przedsiębiorstwa, oraz pozwala na bezpośrednią implementację wyników i zaleceń analiz RCM w programie serwisowym, a także kontrolowanie ich efektów bezpośrednio za pomocą systemu.

5.1. Przykład implementacji systemu wspomagania analiz RCM

Wykorzystując środowisko MSAccess oraz VisualC++ stworzony został program umożliwiający gromadzenie danych niezbędnych do przeprowadzenia analiz RCM których celem była optymalizacja planów remontowych turbiny parowej. Omawiany przykład pokazuje kolejne etapy analizy części wysokoprężnej turbiny.

Pierwszym etapem analiz jest określenie granic analizy to znaczy wyznaczenie funkcji procesowych oraz urządzeń (lub grup urządzeń) poddanych analizie. Wyboru tego dokonuje zespół ekspertów na podstawie analizy dokumentacji techniczno-ruchowej obiektu oraz informacji o usterkowości systemu. W analizach RCM podstawowym kryterium oceny działania systemu są funkcje i związane z nimi osiągi. Dopiero po zdefiniowaniu funkcji i oczekiwań z nimi związanych przechodzi się do analizy struktury technicznej na określonym poziomie szczegółowości.

W programie przyjęto czterostopniową hierarchię. Analizowany system tworzy hierarchiczną strukturę logiczną, w której na samej górze znajdują się funkcje procesowe a drugi stopień stanowią grupy funkcjonalne odpowiadające za ich realizację. Następnie do każdej grupy funkcjonalnej przypisujemy zespoły urządzeń odpowiedzialne za realizację funkcji każdej z grup funkcjonalnych a do każdego urządzenia jego składniki (Rys.2). Podział taki wyraźnie rozgranicza elementy struktury funkcjonalnej od struktur technicznych.



Rys.2. Struktura analizowanego obiektu

Dokładne rozpoznanie i opisanie funkcji sytemu jest bardzo ważne, gdyż ma wpływ na późniejsze określanie uszkodzeń. System jako całość realizuje zazwyczaj jedną podstawową funkcję na realizację której składa się wiele mniejszych podfunkcji. Wszystkie one muszą zostać dokładnie opisane i określone. RCM szczegółowo określa jednolity sposób definiowania i opisu funkcji. Przyjmuje się, że definicja funkcji powinna składać się z czasownika, obiektu oraz oczekiwanego poziomu granicznego. Przykładowo podstawowa funkcja pompy wody może być zdefiniowana następująco: Pompować wodę ze zbiornika X do zbiornika Y z wydajnością nie mniejszą niż 800 litrów na minutę. Prezentowane oprogramowanie pozwala na określenie funkcji procesowych oraz funkcji grup funkcjonalnych (podfunkcji) i dokładne, opisowe zdefiniowanie oczekiwań co do ich realizacji.

Dysponując jasno określoną strukturą funkcjonalną łączy się ją ze strukturą techniczną poprzez przypisanie grupom funkcjonalnym związanych z nimi urządzeń oraz składników. Z urządzeniami związane są dwa rodzaje informacji: techniczne i ekonomiczne. Do grupy informacji technicznych możemy zaliczyć charakterystyki dotyczące częstości występowania uszkodzeń, czasów przestojów, czasów napraw itp. Informacjami ekonomicznymi są średnie koszty związane z godziną przestoju i naprawy, koszt urządzenia, koszt magazynowania itp. Wszystkie te informacje są wykorzystywane w kolejnej fazie analiz jaką jest analiza ryzyka. Oprogramowanie pozwala nam rejestrować historię eksploatacyjną na którą składają się zarówno czasy zdarzeń eksploatacyjnych jak również ich efekty i skutki. Dzięki listom standardowych efektów, częstości i przyczyn uszkodzeń, które mogą być w miarę potrzeb rozszerzane szybko i łatwo możemy opisać nowe zdarzenia eksploatacyjne. Aby dokonać analizy ryzyka określa się skalę ważności objawów powodujących uszkodzenia funkcjonalne i graniczne poziomy ryzyka świadczące o krytyczności przyczyn. (Rys.3)

Rys.3. Kryteria analizy ryzyka (analizy krytyczności)

Uszkodzenie uznaje się za ważne jeśli jego efekty są większe od przyjętych wartości granicznych w danej kategorii (bezpieczeństwo, koszty, dyspozycyjność itd.). Oprogramowanie pozwala nam określić te wartości poprzez:

- zdefiniowanie maksymalnego dopuszczalnego przez użytkownika kosztu związanego z wystąpieniem uszkodzenia,
- zdefiniowanie maksymalnego dopuszczalnego przez użytkownika czasu przestoju bloku będącego wynikiem uszkodzenia
- w przypadku bezpieczeństwa, wpływu na środowisko oraz reaktywności kierujemy się opinią eksperta, który przypisuje wagi w skali 0-10 pkt.

Przyczynę uznajemy za krytyczną wtedy gdy poziom ryzyka związanego z jej zaistnieniem jest większy od poziomu dopuszczalnego przez użytkownika. Poziomy krytyczne ryzyka określamy poprzez:

- zdefiniowanie maksymalnego dopuszczalnego kosztu związanego z sumą efektów od przyczyny w ciągu roku
- określenie maksymalnego dopuszczalnego przestoju bloku związanego z łącznymi przestojami bloku związanymi z rozpatrywaną przyczyną w ciągu roku
- w przypadku bezpieczeństwa, środowiska oraz reaktywności uznajemy za krytyczne wszystkie przyczyny dla których waga ustalona przez eksperta jest większa od wagi dopuszczalnej ustalonej przez użytkownika

Dla wszystkich przyczyn krytycznych należy określić skuteczne działania zmierzające do zmniejszenia poziomu ryzyka.

Dysponując sformułowanymi kryteriami oceny krytyczności przeprowadza się analizę istniejących (na podstawie historii eksploatacji), oraz przewidywanych usterek funkcjonalnych.

Dla usterek zaobserwowanych w trakcie eksploatacji systemu oprogramowanie wyznacza efektów uszkodzeń na podstawie zgromadzonych doświadczeń a także opinii eksperckiej (Rys.4).

Rys.4. Określenie usterek funkcjonalnych zaobserwowanych

Im dłuższy okres zbierania informacji tym większe możliwości statystycznej analizy danych i precyzyjnego określenia ryzyka jakie niosą uszkodzenia. Wskazując uszkodzenie znajdujące się w bazie danych otrzymuje się podstawowe statystyki takie jak obserwowana ilość usterek w roku, średni koszt wystąpienia usterki i średni przestój przez nią generowany. Są to informacje będące podstawą do podjęcia dalszych decyzji.

Program określa średnie efekty towarzyszące uszkodzeniu. Wyniki te zostają porównane z ustawionymi progami powodując wskazanie ważności i krytyczności w przyjętych kategoriach.

W wielu przypadkach, kiedy nie dysponuje się danymi o usterkowości, należy rozważyć przewidywane (lub bardzo prawdopodobne) usterki, to znaczy oszacować ich efekty, przyczyny i przewidywaną częstość występowania. Jedynym źródłem informacji są w takim przypadku operatorzy urządzenia, producenci lub inni użytkownicy. Gdy dla uszkodzenia zostaną przypisane efekty, przyczyna oraz zostanie ono umiejscowione w strukturze całego obiektu oprogramowanie wyznacza ważności i krytyczności przyczyn analogicznie jak dla uszkodzenia z historii eksploatacji. Przykładowe wyniki analizy przedstawiono na (rys.5).

K	Nazwa	Zespół techn.	Składnik	Przyczyna
1	Niepożądane zatrzymanie	Kadłub wewnętrzny	Zawór	Pęknięcie uszczelki
2	Wyciek uszczelnień	Wirnik	Blaszki uszczelnienia	Wyciek uszczelnień
3	Wyrwanie	Wirnik	Blaszki uszczelnienia	Wyrwanie
4	Korozyjne blaszki uszczelnienia	Wirnik	Blaszki uszczelnienia	Korozyjne blaszki uszczelnienia
5	Zerwanie bandażu	Wirnik	Bandaż	Zerwanie bandażu
6	Pęknięcie	Wirnik	Bandaż	Pęknięcie
7	Pęknięcie stopki	Wirnik	Łopatkę	Pęknięcie

Rys.5. Wyniki analizy krytyczności

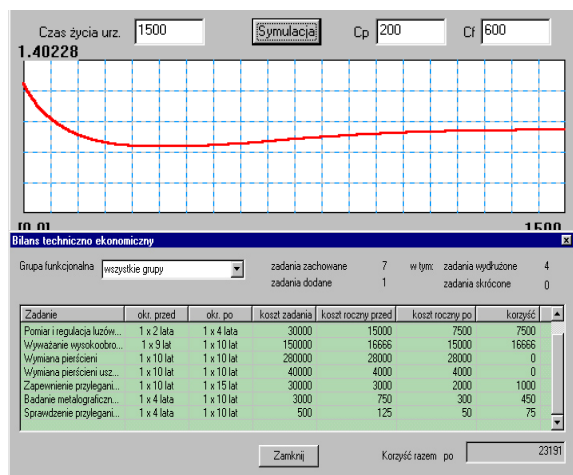
Dla części wysokoprężnej turbiny rozpoznano stu uszkodzeń różnych elementów, wśród których w wyniku przeprowadzonej analizy ryzyka ok. 30% uznano za krytyczne. Przykładowo pęknięcie

uszczelki zaworu w kadłubie wewnętrznym powodujące nie realizowanie podstawowej funkcji części wysokoprężnej w wyniku zatrzymania jej pracy, ze względu na poważne skutki ekonomiczne zostało uznane za uszkodzenie krytyczne dla systemu.

Ostatnim etapem analizy jest przydzielenie nowych oraz rewizja istniejących zadań eksploatacyjnych, tzn. zaproponowanie rodzaju działań, ich zdefiniowanie oraz propozycja zmiany lub zachowania ich okresowości. (rys.6). Zadania serwisowe są przydzielane dla każdej przyczyny rozpoznanej jako krytyczna. Zadania klasyfikowane są do trzech kategorii, nadzoru eksploatacyjnego, testów oraz działań zapobiegawczych. Najpierw określa się czy proponowane zadanie jest zadaniem istniejącym czy może jest zadaniem nowym. Algorytm przydziału zadań wymusza następnie na operatorze odpowiedź na pytanie czy zadanie jest skuteczne, to znaczy czy metoda zapobiegania jest właściwa, jeśli tak to prawdopodobnie należy zmienić jedynie okresowość działania. Jeśli zadanie nie jest skuteczne w opinii eksperta prowadzącego analizę to należy zaproponować nowe działanie (okresowość, metodę, koszt).

Rys.6. Przydział zadań serwisowych – przykład dla części WP turbiny

Dla działań zapobiegawczych, w przypadku gdy dysponujemy wystarczającą ilością danych aby przeprowadzić analizę statystyczną charakterystyk uszkodzeń, możemy spróbować wyznaczyć optymalne wartości planowych czasów wymian lub remontów, mając na uwadze kryterium minimalnego kosztu serwisowego w zakładanym okresie użytkowania lub maksymalnej dyspozycyjności w tymże okresie. Przykładowy przebieg krzywej kosztu w okresie czasu 1500 godzin pracy urządzenia pokazuje (Rys.7). Charakter krzywej pokazuje że przy koszcie całkowitym skutków awarii (Cf) oraz całkowitym koszcie prowadzenia wymiany zapobiegawczej (Cp) najkorzystniejszy czas wymiany prewencyjnej znajduje się w przedziale 300-600 godzin pracy. Krzywą wyznaczono w oparciu o dwuparametrowy rozkład Weibulla, po wcześniejszej estymacji jego parametrów.



Rys.7. Wyznaczenie czasu optymalnych wymian prewencyjnych

Wyniki analizy można przedstawić w postaci listy zmian dokonanych w planach serwisowych, obrazującej ilości zmian ich tendencje oraz bilans ekonomiczny ich wprowadzenia (rys.8).

Rys.8. Bilans techniczno ekonomiczny

Stosując przedstawione oprogramowanie można drogą badań symulacyjnych dokonać optymalizacji zadań eksploatacyjnych.

6. WNIOSKI I UWAGI KOŃCOWE

Przedstawione w pracy podejście oraz zbudowane narzędzie komputerowego wspomaganie procesów eksploatacji umożliwiają wybór najlepszej strategii serwisowania dla danego użytkownika, który musi zdefiniować kryteria zarówno co do kosztów jak również co do możliwego dla niego ryzyka nieprzewidzianej awarii.

Przedstawiona procedura oraz narzędzia ją realizujące mogą być wykorzystane dla dowolnego urządzenia bez względu na stopień jego złożoności oraz strukturę fizyczną. Należy również zaznaczyć, że przy analizach wykorzystując to oprogramowanie można symulować różne strategie serwisowe pod kątem kosztu realizacji jednocześnie wyznaczając ryzyko awarii. W ten sposób dokonuje się optymalizacji eksploatacji według przyjętego kryterium, które najczęściej jest definiowane jako minimum ryzyka oraz minimum kosztów serwisowania.

7. LITERATURA

- [1] Moubray J., Reliability – centered maintenance, Reed Educational and Professional Publishing Ltd., OXFORD, 1999.
- [2] Uhl T. Współczesne trendy rozwojowe systemów monitorowania i diagnozowania maszyn, PAK, no.4, 1999.
- [3] Pietrzyk A, Uhl T, Piskorz Z., Wykorzystanie technik RCM w projektowaniu systemów

monitorowania, XIV Kongres Eksploatacji Urządzeń Technicznych Krynica 2001

- [4] Oziemski S. Efektywność eksploatacji maszyn – Podstawy techniczno ekonomiczne, Radom 1999, Wydawnictwo Instytutu Technologii Eksploatacji
- [5] Ayyub R., McCuen R., Probability, Statistics & Reliability for Engineers, New York 1997, CRC Press
- [6] Smalko Z, Analiza drzew niezawodności, zagrożeń i zabezpieczeń. Wykład – XXVII Szkoła niezawodności – Szczyrk 1999.
- [7] Józwiak I, Zastosowanie modelu hazardów proporcjonalnych Weibulla w badaniach niezawodności systemów technicznych Wydawnictwo Politechniki Wrocławskiej 1991.
- [8] Przyczyny i Skutki Uszkodzeń Obiektów Technicznych – XXIV Zimowa Szkoła Niezawodności Szczyrk 1996
- [9] John D. Campbell, The Reliability Handbook, Plant Engineering and Maintenance vol23, Issue 6, 2000
- [10] PN-EN-292-1-1994
- [11] IEC-300-3-9-1995 – „Analiza ryzyka systemów technicznych”



Mgr inż. **Adam Pietrzyk** wydz. Inżynierii Mechanicznej i Robotyki Akademii Górniczo-Hutniczej w Krakowie.

W swojej pracy naukowej zajmuje się zagadnieniami ekonomiki eksploatacji oraz wykorzystaniem osiągnięć serwisu zorientowanego na

niezawodność dla potrzeb energetyki.



Prof. zw dr hab. inż. **Tadeusz Uhl**, Urodził się w Nowym Sączu w 1956 roku. Absolwent Akademii Górniczo-Hutniczej w Krakowie. Praca doktorską obronił w 1983 roku, tytuł profesora uzyskał w 1998 roku. Obecnie jest kierownikiem Katedry Robotyki i Dynamiki Maszyn

na Wydziale Inżynierii Mechanicznej i Robotyki AGH. Autor ponad 300 publikacji w tym 14 podręczników monografii. Zajmuje się problematyką dynamiki strukturalnej, diagnostyki maszyn, identyfikacji modeli, mechatroniki, oraz konstrukcją systemów monitorowania.

MODELOWANIE LOKALNYCH USZKODZEŃ KÓŁ ZĘBATYCH DO CELÓW DIAGNOSTYCZNYCH

Bogusław ŁAZARZ

Instytut Transportu Politechniki Śląskiej
ul. Krasińskiego 8, 40-019 Katowice, tel/fax: 032 255 45 53, e-mail: lazarz@polsl.katowice.pl

Streszczenie

W pracy przedstawiono zidentyfikowany model przekładni zębatej pracującej w układzie napędowym. Model wykorzystano do symulowania wpływu lokalnych uszkodzeń zębów kół w ich wczesnych stadiach na postać drgań przekładni. Sygnały drganiowe uzyskane w wyniku symulacji pozwoliły ocenić przydatność przyjętej metody analizy drgań do wykrywania lokalnych uszkodzeń kół.

Słowa kluczowe: przekładnia zębata, lokalne uszkodzenie, modelowanie, diagnozowanie.

THE GEAR WHEEL LOCAL DAMAGES MODELLING FOR DIAGNOSTICS PURPOSE

Summary

The paper presents identifying model of gear working in power transmission system. Model was used to simulating early stages local damages effects on form of gear vibrations. Vibration signals obtained from simulations allowed testing method of vibration analysis taken to detect local damages of wheel.

Keywords: gear transmission, local damage, modelling and diagnostics.

1. WPROWADZENIE

Zastosowanie w analizie dynamicznej modelu układu napędowego z przekładnią zębatą wymaga przeprowadzenia identyfikacji parametrów tego modelu. Jednym z tych parametrów jest współczynnik strat mocy, który wpływa na sprawność przekładni. Identyfikacja tego współczynnika ma istotny wpływ na uzyskane wyniki badań symulacyjnych i ich zgodność pod względem jakościowym i ilościowym z doświadczeniem przeprowadzonym na obiekcie rzeczywistym.

W przekładniach zębatach moc tracona jest głównie na skutek: tarcia i tłumienia drgań w warstwie oleju pomiędzy zębami, rozbryzgiwania oleju i tarcia w łożyskach. Ze względu na przypadkowość i różnorodność przyczyn rozpraszania energii w przekładni zębatej dokładny opis matematyczny sił oporów jest znacznie utrudniony. Zidentyfikowany model dynamiczny przekładni może być między innymi wykorzystany do symulowania lokalnych uszkodzeń kół zębatach we wczesnych stadiach ich rozwoju. Wyniki takich

badań można wykorzystać w diagnostyce miejscowych uszkodzeń kół zębatach przekładni zębatach do określania czułości różnych metod analizy drgań.

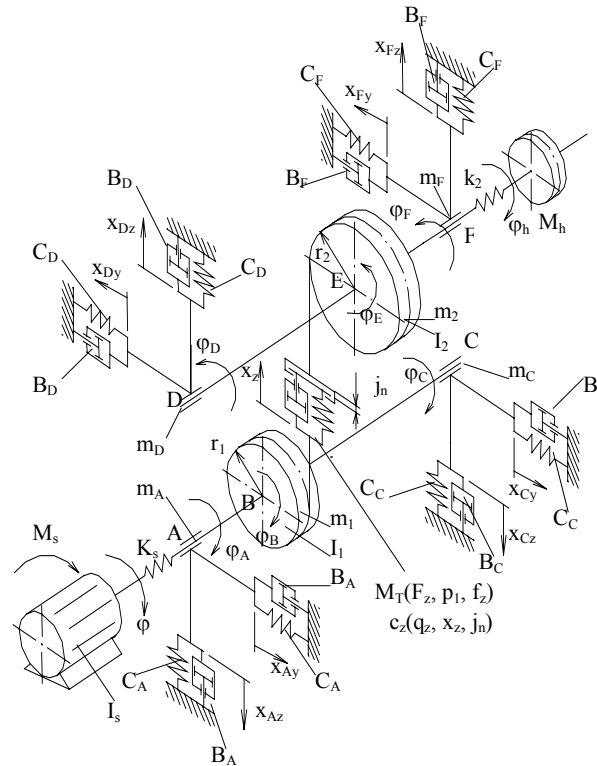
2. MODEL DYNAMICZNY PRZEKŁADNI ZĘBATEJ W UKŁADZIE NAPĘDOWYM

Schemat modelu dynamicznego przekładni zębatej w układzie przeniesienia napędu przedstawiono na rys. 1. Równania ruchu wyznaczono z następującej ogólnej zależności:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_K}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial E_K}{\partial q_i} + \frac{\partial V}{\partial q_i} = \hat{Q}_i - \frac{\partial D}{\partial \dot{q}_i}, \quad (1)$$

gdzie:

E_K - energia kinetyczna,
 V - energia potencjalna,
 D - energia dyssypacji,
 Q_i - siły uogólnione,
 q_i - współrzędne uogólnione.



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

3. STRATY MOCY SPOWODOWANE ROZBRYZGIWANIEM OLEJU

Straty wywołane rozbryzgiwaniem oleju określono na podstawie [1, 2]. Dla jednego koła zębatego zanurzonego w oleju na głębokość H , bezwymiarowy współczynnik strat na rozbryzgiwanie oleju s_o wyznacza się z następujących zależności empirycznych, które są poprawne jedynie w przyjętym układzie jednostek: dla $H \leq 25$ mm i $v \geq 10$ m/s

$$s_o = \frac{vbH\sqrt{v}}{7 \cdot 10^5 N_1}, \quad (2)$$

dla $H \leq 25$ mm i $v < 10$ m/s, a także dla $25 < H < 50$ mm niezależnie od prędkości współczynnik strat wynosi

$$s_o = \frac{v^{1,5}bH\sqrt{v}}{20 \cdot 10^5 N_1}, \quad (3)$$

dla $H > 50$ mm

$$s_o = \frac{v^2 b H \sqrt{v}}{70 \cdot 10^5 N_1}, \quad (4)$$

gdzie :

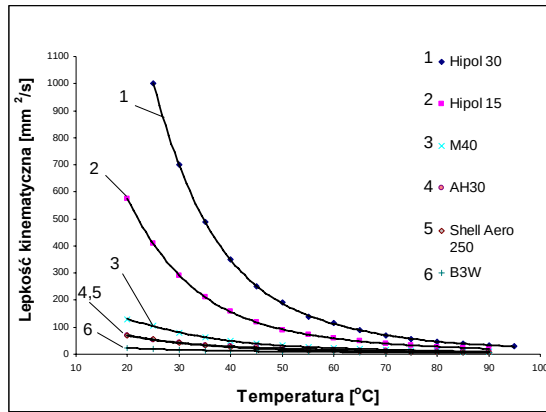
- v – prędkość obwodowa [m/s],
- b – szerokość koła [mm],
- H – głębokość zanurzenia [mm],
- N_1 – moc przenoszona [kW],
- N – lepkość kinematyczna oleju [mm^2/s].

Bezwzględna wartość mocy traconej na skutek rozbryzgiwania oleju ΔN_o wynosi:

$$\Delta N_o = s_o \cdot N_1 \quad (5)$$

Analizując zależności 2÷5, można zauważyć, że wartość mocy traconej na rozbryzgiwanie oleju nie zależy od przenoszonej przez przekładnię mocy.

Występująca we wzorach 2÷4 lepkość kinematyczna ν oleju przekładniowego silnie zależy od jego temperatury. Na podstawie danych zawartych w [1] przedstawiono zmiany lepkości kinematycznej ν oleju w funkcji jego temperatury (rys. 2).



Rys. 2. Lepkość różnych olejów w funkcji temperatury

Na potrzeby modelowania aproksymowano te zależności wielomianami (6). Zastosowano aproksymację wielomianową (wzór 6), która wykazywała najlepszą korelację z danymi przedstawionymi na rys. 2.

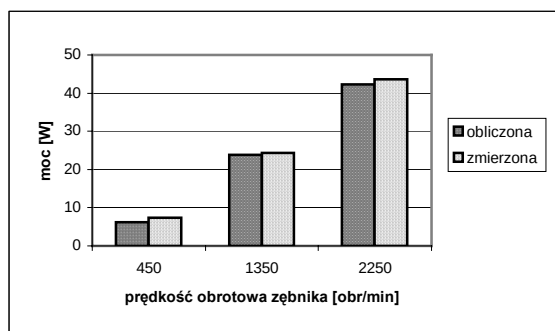
$$\nu = a_0 + a_1 \cdot t + a_2 \cdot T^2 + a_3 \cdot T^3 + a_4 \cdot T^4 + a_5 \cdot T^5 \quad (6)$$

[mm²/s],

gdzie:

T - temperatura oleju (20÷90) [°C],
 $a_5 \div a_0$ – współczynniki wielomianu

Wyznaczane z powyższych zależności wartości strat mocy na rozbryzgiwanie oleju przedstawiono na rys. 3. Wartości te są zgodne z wyznaczonymi podczas pracy przekładni przy różnych prędkościach obrotowych bez obciążenia.

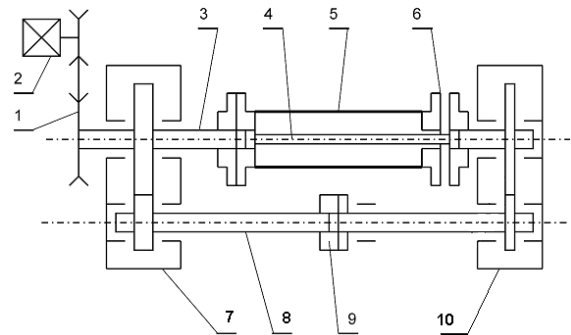


Rys. 3. Moc strat mieszania oleju na stanowisku badawczym

4. WYZNACZANIE STRAT MOCY NA STANOWISKU MOCY KRAŻĄCEJ

Do badań wykorzystano stanowisko pracujące w układzie mocy krążącej przedstawione na rys. 4. Pozwala ono na pracę badanych kół przy różnych prędkościach obrotowych oraz obciążeniu

regulowanym za pomocą wałków skrętnych, sprzęgła napinającego i dźwigni z obciążnikami. W skład stanowiska wchodzi dwie przekładnie: zamykająca i badana, o jednakowym przełożeniu i rozstawie osi. Przekładnia zamykająca napędzana jest silnikiem elektrycznym o mocy 15 [kW] za pośrednictwem przekładni pasowej.



Rys. 4. Schemat stanowiska badawczego FZG: 1 – przekładnia pasowa, 2 – silnik, 3 – wałek, 4 – wałek skrętny, 5 – osłona wałka skrętnego, 6 – sprzęgło pomiarowe momentu obrotowego, 7 – przekładnia zamykająca, 8 – wałek sprzęgający, 9 – sprzęgło napinające, 10 – przekładnia badana

Parametry kół:

- odległość osi kół 91.5 mm,
- szerokość kół 20 mm,
- moduł 4.5 mm,
- liczba zębów w zębniku 16,
- liczba zębów w kole 24,
- współczynnik przesunięcia zarysu zębniaka $x_1 = 0.8635$,
- współczynnik przesunięcia zarysu koła $x_2 = -0.5$.

Materiał kół:

- stal 20H2N4A nawęglana i hartowana do twardości 60 HRC.

Straty mocy ΔN wyznaczano przedstawioną w [3] metodą bilansu cieplnego, stosując dodatkowe podgrzewanie przekładni. Metoda ta wykorzystuje zależność pomiędzy przyrostem temperatury przekładni a mocą rozpraszaną w przekładni:

$$Q = const \cdot \Delta t^{1,25} \quad (7)$$

gdzie:

Δt – przyrost temperatury przekładni względem temperatury otoczenia,
 Q – moc grzania.

Sprawność przekładni wyznaczano z zależności:

$$\eta = \frac{N - \Delta N}{N} = 1 - \frac{\Delta N}{N} \quad (8)$$

gdzie:

N – moc przenoszona przez przekładnię,
 ΔN – straty mocy odpowiadające mocy grzania.

5. STRATY W ŁOŻYSKACH

Przedstawiony w [4, 5] moment tarcia łożyska przekładni wynosi:

$$M_t = 0,5 \cdot P \cdot D_w \cdot \mu_l, \quad (9)$$

gdzie:

μ_l - współczynnik tarcia w łożysku,
 P - obciążenie łożyska,
 D_w - średnica toczna łożyska.

Wartości współczynnika μ_l przyjmowano zgodnie z [4, 5].

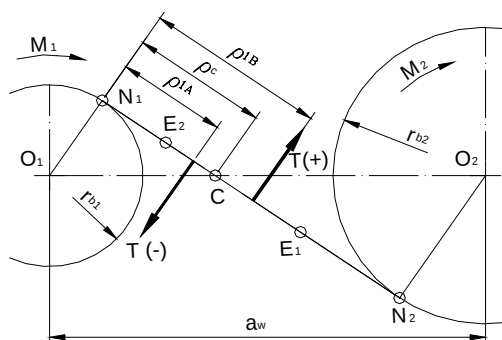
6. STRATY SPOWODOWANE TARCIEM POMIĘDZY ZĘBAMI

W zazębieniu oprócz siły normalnej do powierzchni zębów występuje również skierowana prostopadle do niej siła tarcia. Sposób modelowania tarcia w zazębieniu przedstawiono na rys. 5. Moment tarcia współpracującej pary zębów M_t wyznaczany jest z zależności:

$$M_t = T \cdot \rho_1 \quad (10)$$

gdzie:

T - siła tarcia pary zębów,
 ρ_1 - ramię działania siły tarcia zależne od chwilowego położenia punktu współpracy zębów na odcinku przyporu.



Rys.5. Modelowanie tarcia w zazębieniu

Chwilowe wartości siły tarcia T wyznaczane są z zależności (11). Jej znak zmienia się na przeciwny, gdy ramię działania ρ_1 jest większe od współrzędnej punktu tocznego ρ_C (rys. 5), ponieważ w punkcie tocznym zmienia się zwrot wektora prędkości poślizgu.

$$T = F_z \cdot f_{tz}, \quad (11)$$

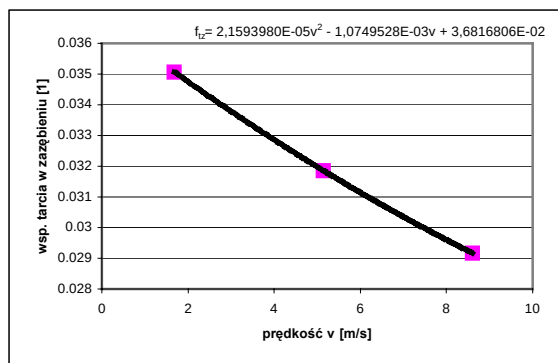
gdzie:

F_z - siła międzyzębna,
 f_{tz} - współczynnik tarcia.

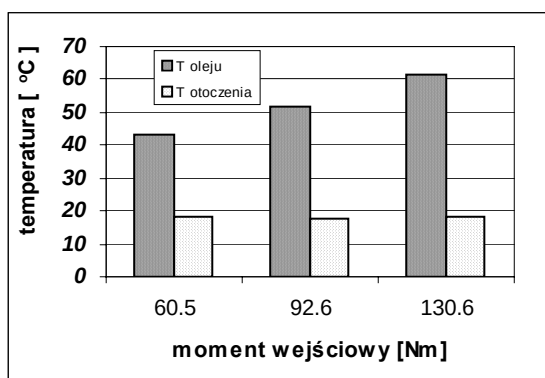
Wartości sprawności przekładni zębatej uzyskane w wyniku symulacji przy założeniu współczynnika tarcia pomiędzy zębami zgodnie z [4] porównano z wynikami badań doświadczalnych na stanowisku mocy krążącej. Wartości te były znacznie niższe od wyznaczonych w badaniach laboratoryjnych. Założono, że sposób modelowania strat w łożyskach zalecany przez producentów nie wymaga weryfikacji, przeprowadzono dostrojenie modelu, wyznaczając nową charakterystykę współczynnika tarcia w zazębieniu w funkcji liniowej prędkości zazębienia się (rys. 6). Otrzymane wartości współczynnika tarcia mieszczą się w zakresie $0,02 \div 0,06$ i są zgodne z danymi literaturowymi [5,6].

Wyznaczone w wyniku symulacji wartości sprawności przekładni zębatej porównano z wartościami uzyskanymi na podstawie pomiarów na stanowisku mocy krążącej. Porównania dokonywano przy różnych obciążeniach przekładni oraz przy różnych prędkościach obrotowych zębika. W symulacji komputerowej uwzględniano zmiany temperatury oleju w przekładni powstałe na skutek zmian obciążenia i prędkości obrotowej (rys. 7 i 8).

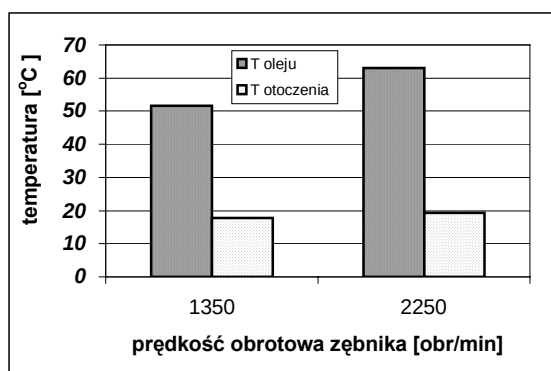
Na rysunkach 9÷11 przedstawiono wartości sprawności przekładni zębatej uzyskane w wyniku symulacji i badań laboratoryjnych przy różnych obciążeniach i prędkościach obrotowych. Wartości te są porównywalne, co potwierdza poprawność zastosowanego sposobu modelowania strat mocy w przekładni zębatej.



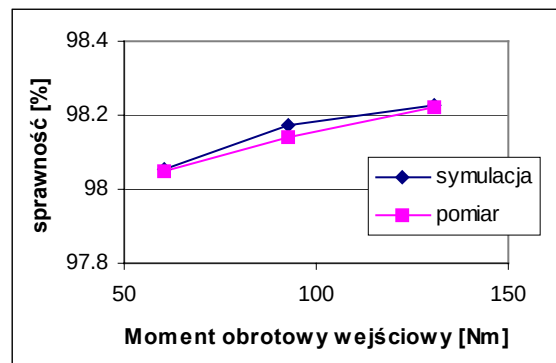
Rys. 6. Współczynnik tarcia w zazębieniu w funkcji prędkości zazębiania się po dostrojeniu modelu



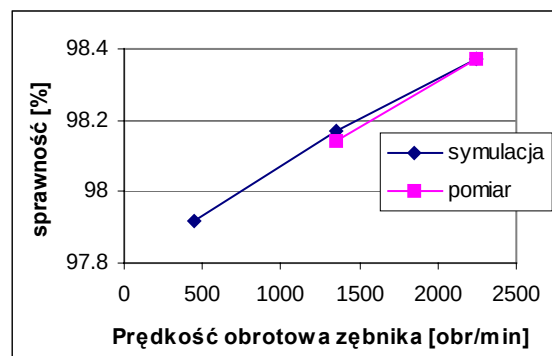
Rys. 7. Ustalona temperatura oleju oraz temperatura otoczenia zmierzona na stanowisku mocy krążącej przy prędkości obrotowej zębniaka $n_1 = 1350$ [obr/min] i różnych obciążeniach



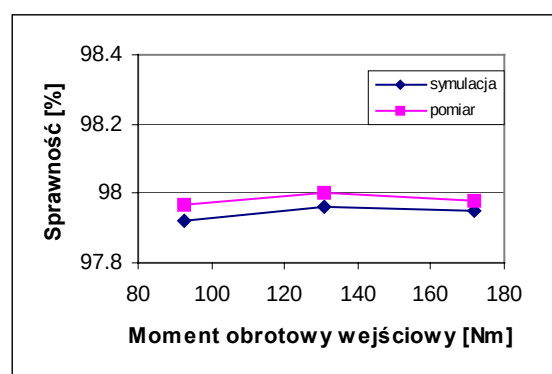
Rys. 8. Ustalona temperatura oleju oraz temperatura otoczenia zmierzona na stanowisku mocy krążącej przy momencie wejściowym $M_1 = 92,6$ [Nm] i różnych prędkościach obrotowych zębniaka



Rys. 9. Sprawność przekładni zmierzona i uzyskana z symulacji komputerowej w funkcji momentu wejściowego przy prędkości obrotowej zębniaka 1350 [obr/min]



Rys. 10. Sprawność przekładni zmierzona i uzyskana z symulacji komputerowej w funkcji prędkości obrotowej zębniaka przy obciążeniu momentem wejściowym 92,6 [Nm]



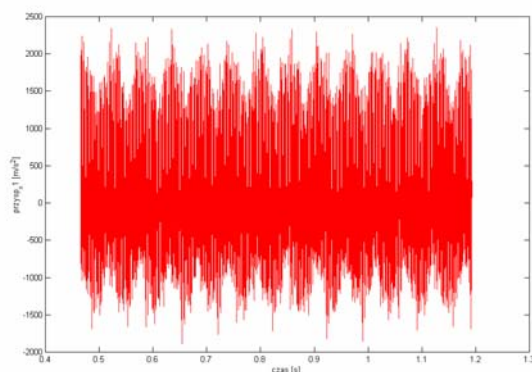
Rys. 11. Sprawność przekładni zmierzona i uzyskana z symulacji komputerowej w funkcji momentu wejściowego przy prędkości obrotowej zębniaka 450 [obr/min]

7. WYNIKI BADAŃ SYMULACYJNYCH KÓŁ Z USZKODZONYMI ZĘBAMI

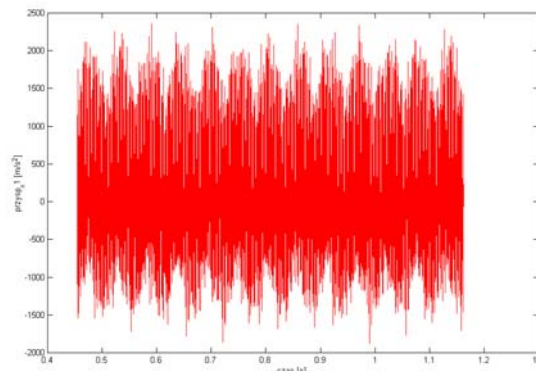
Badania symulacyjne prowadzono dla kół zębatach o parametrach geometrycznych identycznych jak w jak w przypadku badań laboratoryjnych. Prędkość obrotowa zębata wynosiła 2700 obr/min, moment obciążenia $M=138$ Nm, błąd losowy podziałki w przypadku zębata i koła wynosił $4,5\mu\text{m}$ natomiast błędy okresowe zarysu wynosiły: $-7\mu\text{m}$ w przypadku zębata i $5\mu\text{m}$ w przypadku koła. Na rysunku 12 przedstawiono symulowany przebieg przyspieszeń drgań wału zębata w przypadku przekładni nieuszkodzonej. Pęknięcie u podstawy zęba koła wywołujące zmniejszenie sztywności zazębienia o 30% powoduje praktycznie niezauważalne zmiany w przebiegu czasowym tego sygnału – rys. 13.

Nawet niewielkie zaburzenia amplitudy i fazy są łatwo wykrywalne w sygnale resztkowym [8]. Sygnał resztkowy otrzymano usuwając z widma przyspieszeń drgań częstotliwości zazębienia i jej harmoniczne wraz z podstawowymi wstęgami bocznymi a następnie stosując odwrotną transformację Fouriera powrócono do dziediny czasu. Ponieważ każde wejście nowej pary zębów w przypór na skutek błędów losowych podziałki generuje zaburzenia impulsowe to nawet w sygnale resztkowym uszkodzenie jest słabo widoczne – rys.14. Żeby poprawić możliwości wykrycia uszkodzenia we wczesnym stadium sygnał resztkowy poddano transformacji Wignera Ville'a (WV).

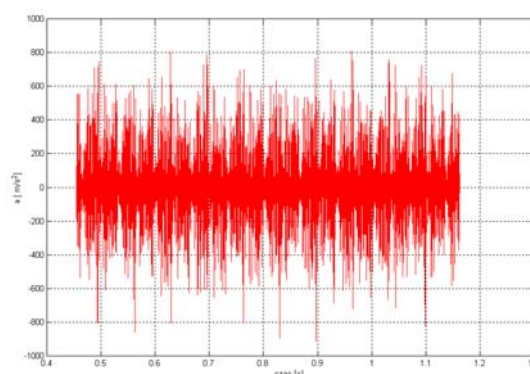
Na rysunku 15 przedstawiono czasowo częstotliwościowy rozkład Wignera Ville'a sygnału resztkowego przyspieszeń drgań wału zębata w przypadku kół nieuszkodzonych. Wejścia w przypór kolejnych par zębów są wyraźnie widoczne, a błędy losowe podziałki powodują, że amplitudy widma w czasie, się zmieniają.



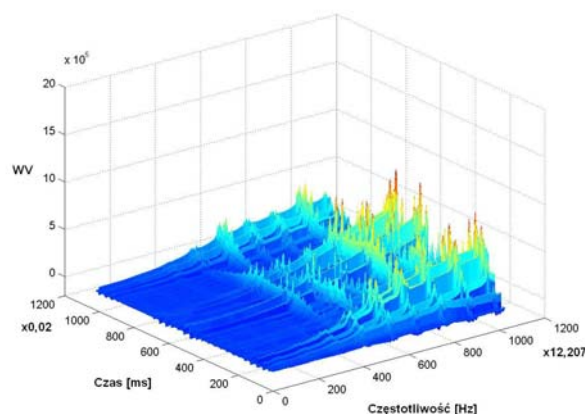
Rys. 12. Przyspieszenia drgań wału zębata – koła nieuszkodzone



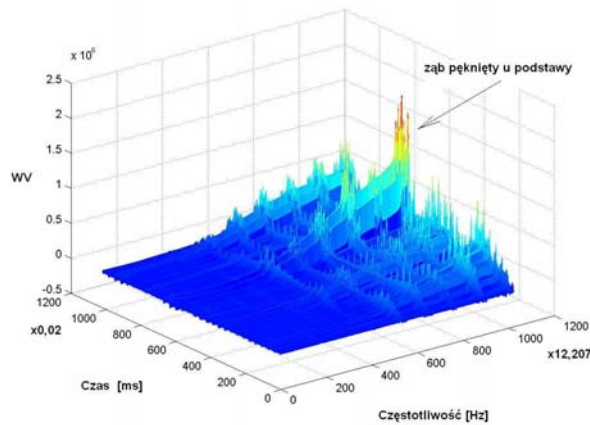
Rys. 13. Przyspieszenia drgań wału zębata – pęknięcie u podstawy zęba koła (zmniejszenie sztywności zazębienia o 30%)



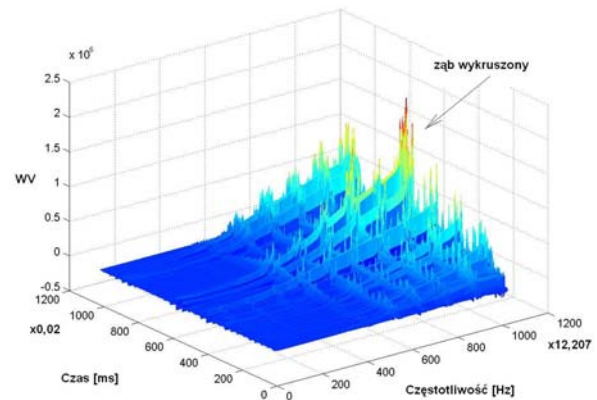
Rys. 14. Sygnał resztkowy przyspieszeń drgań wału zębata – pęknięcie u podstawy zęba koła (zmniejszenie sztywności o 30%)



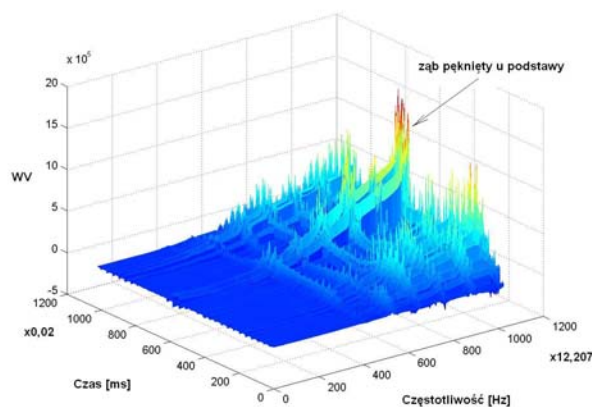
Rys.15. Czasowo częstotliwościowy rozkład Wignera Ville'a sygnału resztkowego przyspieszeń drgań wału zębata – koła nieuszkodzone



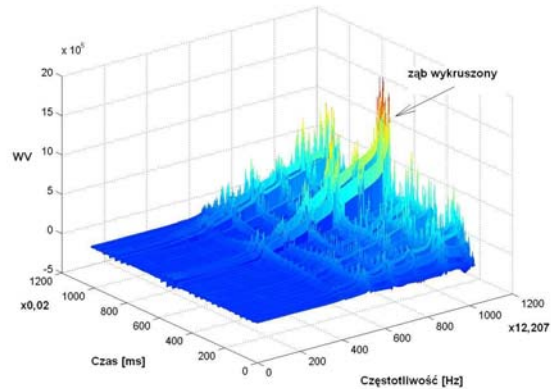
Rys.16. Czasowo częstotliwościowy rozkład Wignera Ville'a sygnału resztkowego przyspieszeń drgań wału zębniaka – ząb koła pęknięty u podstawy (zmniejszenie sztywności zazębienia o 6%)



Rys. 18. Czasowo częstotliwościowy rozkład Wignera Ville'a sygnału resztkowego przyspieszeń drgań wału zębniaka – wierzchołek zęba koła wykruszony (zmniejszenie długości odcinka przyporu dwuparowego o 6%)



Rys.17. Czasowo częstotliwościowy rozkład Wignera Ville'a sygnału resztkowego przyspieszeń drgań wału zębniaka – ząb koła pęknięty u podstawy (zmniejszenie sztywności zazębienia o 30%)



Rys. 19. Czasowo częstotliwościowy rozkład Wignera Ville'a sygnału resztkowego przyspieszeń drgań wału zębniaka – wierzchołek zęba koła wykruszony (zmniejszenie długości odcinka przyporu dwuparowego o 30%)

Kolejne rysunki 16 i 17 przedstawiają rozkład WV sygnału resztkowego w przypadku pęknięcia zęba u podstawy, które spowodowało odpowiednio zmniejszenie sztywności współpracującej pary zębów odpowiednio o 6% i 30 %. W rozkładzie WV wejście w przypór pękniętego zęba jest wyraźnie widoczne na tle innych zazębień. W przedstawionych powyżej analizach czasowo częstotliwościowych brano pod uwagę nieuśredniony sygnał przyspieszeń drgań w obecności błędów losowych podziałki. W związku z tym pogłębianie się pęknięcia prowadzące do spadku sztywności zęba nie wywoływało znaczącej zmiany amplitudy w analizie WV.

Podobne wyniki otrzymano analizując sygnał resztkowy w przypadku wykruszenia wierzchołka zęba koła – rys. 18 i 19. Wejście w przypór wykruszonego zęba jest w tym przypadku również wyraźnie widoczne w analizie WV sygnału resztkowego przyspieszeń a zwiększanie wykruszenia z powodów wyżej wymienionych nie zmienia w istotny sposób amplitudy w analizie WV.

8. WNIOSKI

Biorąc pod uwagę wyniki badań można stwierdzić, że przyrost temperatury oleju w przekładni spowodowany wzrostem przenoszonej mocy (rys. 7, 8) powoduje zmniejszenie strat mocy spowodowanych rozbryzgiwaniem oleju.

Należy uwzględnić w badaniach modelowych zmiany lepkości kinematycznych oleju w funkcji temperatury.

Dostrojony model dynamiczny pozwala uzyskać wyniki zgodne z doświadczeniem.

Analiza Wignera Ville'a sygnału resztkowego pozwala wykrywać uszkodzenia kół takie jak pęknięcie zęba u podstawy lub wykruszenie wierzchołka już we wczesnych stadiach

9. LITERATURA

- [1] Müller L.: Przekładnie zębata - projektowanie. WNT, Warszawa 1996.
- [2] Müller L.: Przekładnie zębata - badania. WNT, Warszawa 1984.
- [3] Muller L., Wilk A.: Sprawność przekładni zębatach. Przegląd Mechaniczny, Zeszyt 2/1969.
- [4] Wilk A., Niedziela Z., Łazarz B.: Wspomagane komputerowo konstruowanie walcowych przekładni zębatach. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 1991.
- [5] Kudriawcew W.N. i inni: Planetarnyje pieriedaczi. Sprawocznik. Maszynostrojenije, Leningrad 1977.
- [6] Dietrich M. (red.): Podstawy konstrukcji maszyn. Tom 3. Wydanie trzecie. WNT, Warszawa 1999.
- [7] Dziama A., Michniewicz M., Niedźwiedzki A.: Przekładnie zębata. Wydanie drugie. PWN, Warszawa 1995.
- [8] Stewart R.M.: Some Useful Data Analysis Techniques for Gearbox Diagnostics. Report MHM/R/10/77, Machine Health Monitoring Group, Institute of Sound and Vibration Research, University of Southampton, 1977.

**Bogusław Łazarz**

— adiunkt w Instytucie Transportu Politechniki Śląskiej. Specjalizuje się w zakresie diagnostyki wibroakustycznej przekładni zębatach, modelowania i wspomagane komputerowo projektowania układów przeniesienia napędu z przekładnią zębata oraz metod przetwarzania sygnałów. Członek Polskiego Towarzystwa Diagnostyki Technicznej i Sekcji Podstaw Eksploatacji Komitetu Budowy Maszyn.

WYKORZYSTANIE SYGNAŁU RESZTKOWEGO DRGAŃ W DIAGNOSTYCE PRZEKŁADNI ZĘBATYCH

Henryk MADEJ

Instytut Transportu Politechniki Śląskiej, Zakład Budowy Pojazdów
40-019 Katowice, tel/fax: 032 255 45 53, e-mail: madej@polsl.katowice.pl

Streszczenie

W artykule przedstawiono wyniki badań kół zębatach z uszkodzeniami lokalnymi, takimi jak pęknięcie u podstawy i wykruszenie wierzchołka zęba o różnym stopniu zaawansowania. Wyniki badań wskazują, że sygnał resztkowy jest bardzo wrażliwy na efekty wywołane lokalnymi uszkodzeniami i może ułatwić ocenę stopnia zaawansowania uszkodzenia.

Słowa kluczowe: sygnał resztkowy, przekładnie zębate, diagnostyka.

THE APPLICATION OF RESIDUAL VIBRATION SIGNAL TO GEARBOX FAULT DETECTION

Summary

The paper presents investigations results of gearbox with local faults. Two types of progressing local faults, broken tooth and gear crack were simulated. The results suggest that residual signals are very effective for early detection of local faults and may provide a powerful tool to indicate the various types of progressing faults in gearboxes.

Keywords: residual signal, gearbox and diagnostics.

1. WPROWADZENIE

Istnieje wiele metod przetwarzania sygnałów wibroakustycznych (WA) stosowanych w diagnostyce przekładni zębatach. Do wykrywania różnych typów uszkodzeń najczęściej stosuje się uśrednianie synchroniczne sygnału drgań [1,2,4], wąskopasmową analizę widmowa, cepstrum, demodulację amplitudy i fazy.

Większość tych klasycznych metod pozwala wykrywać zmiany stanu dynamicznego oraz zlokalizować uszkodzenie nie dostarczając informacji o rodzaju i stopniu zaawansowania uszkodzenia.

W ostatnich latach rozwijane są metody diagnostyki wykorzystujące analizę sygnału w dziedzinie czasu i częstotliwości (rozkład Wignera Ville'a – WV) lub czasu i skali proporcjonalnej do częstotliwości (ciągła transformata falkowa – CWT) [3,5,7,8] oraz metody oparte na sztucznej inteligencji [5].

W artykule przedstawiono wyniki badań kół z uszkodzeniami lokalnymi takimi jak pęknięcie u podstawy i wykruszenie wierzchołka zęba o różnym stopniu zaawansowania. Podczas badań rejestrowano sygnał drgań w wybranych punktach obudowy przekładni oraz drgania

skretnie mierzone bezpośrednio na wirującym kole. Sygnał drgań uśredniano synchronicznie w okresie obrotu koła, zębownika i czasu powtarzania cyklu skojarzeń zębów.

Obróbce cyfrowej poddano sygnał resztkowy otrzymany poprzez zastosowanie odwrotnej transformacji Fouriera (IFFT) po usunięciu z widma drgań częstotliwości zazębienia i jej harmonicznych wraz z podstawowymi wstęgami bocznymi. Metoda ta po raz pierwszy zaproponowana przez Stewarta [6] ułatwia wykrywanie szerokopasmowej modulacji sygnału drgań wywołanej pobudzeniem impulsowym.

2. WYNIKI BADAŃ

W ogólnym przypadku sygnał drgań przekładni $g(t)$ można przedstawić jako sumę stacjonarnego sygnału zazębienia $y(t)$ i resztkowej części sygnału $r(t)$ zawierającej składowe impulsowe wywołane lokalnymi uszkodzeniami.

$$g(t) = y(t) + r(t),$$

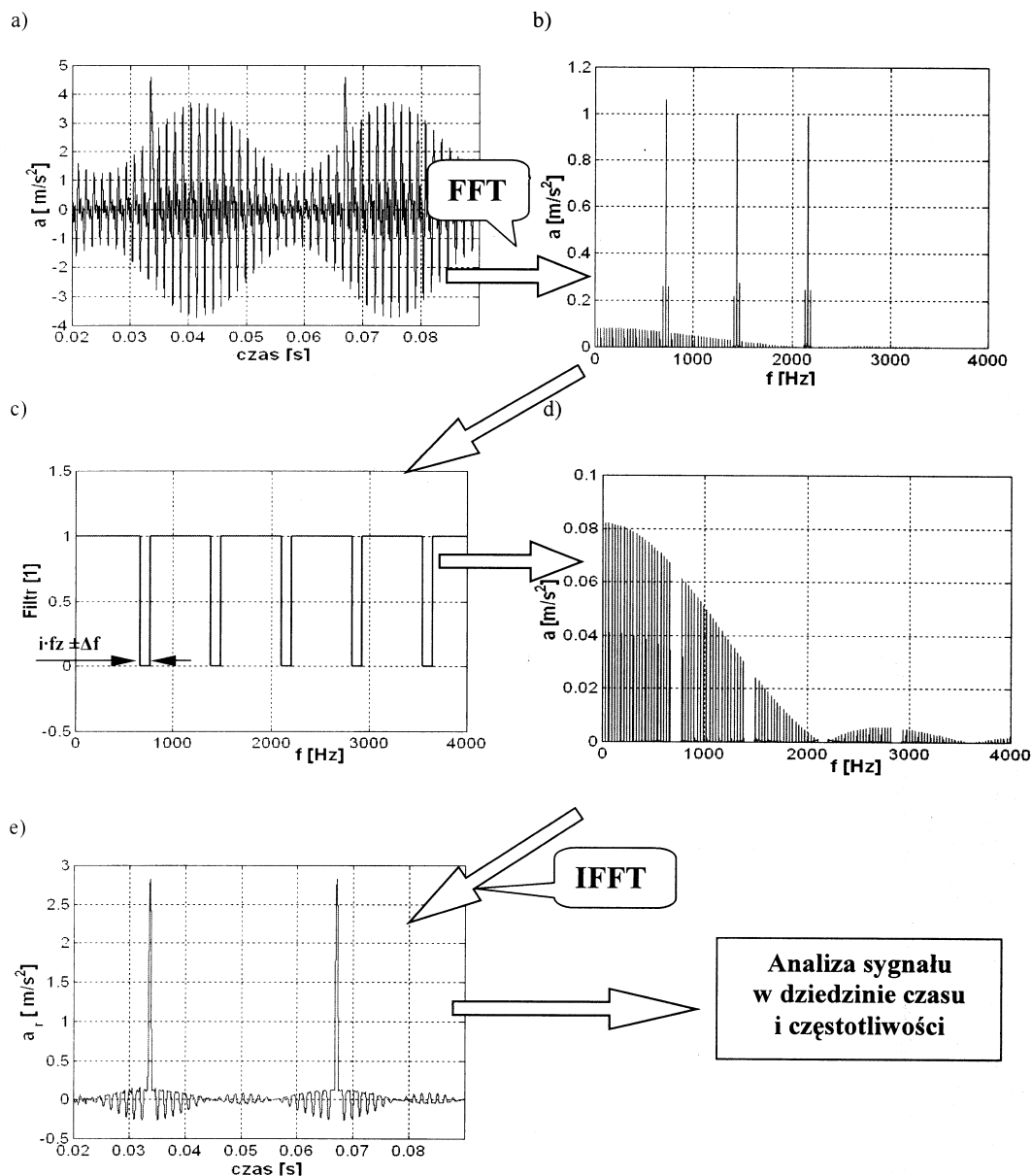
$$y(t) = \sum_{m=0}^M X_m \cdot (1 + a_m(t)) \cdot \cos(2 \cdot \pi \cdot m \cdot f_z \cdot t + \phi_m + b_m(t)),$$

$$r(t) = h(t) * \sum_{-\infty}^{+\infty} \delta(t - mT) + n(t),$$

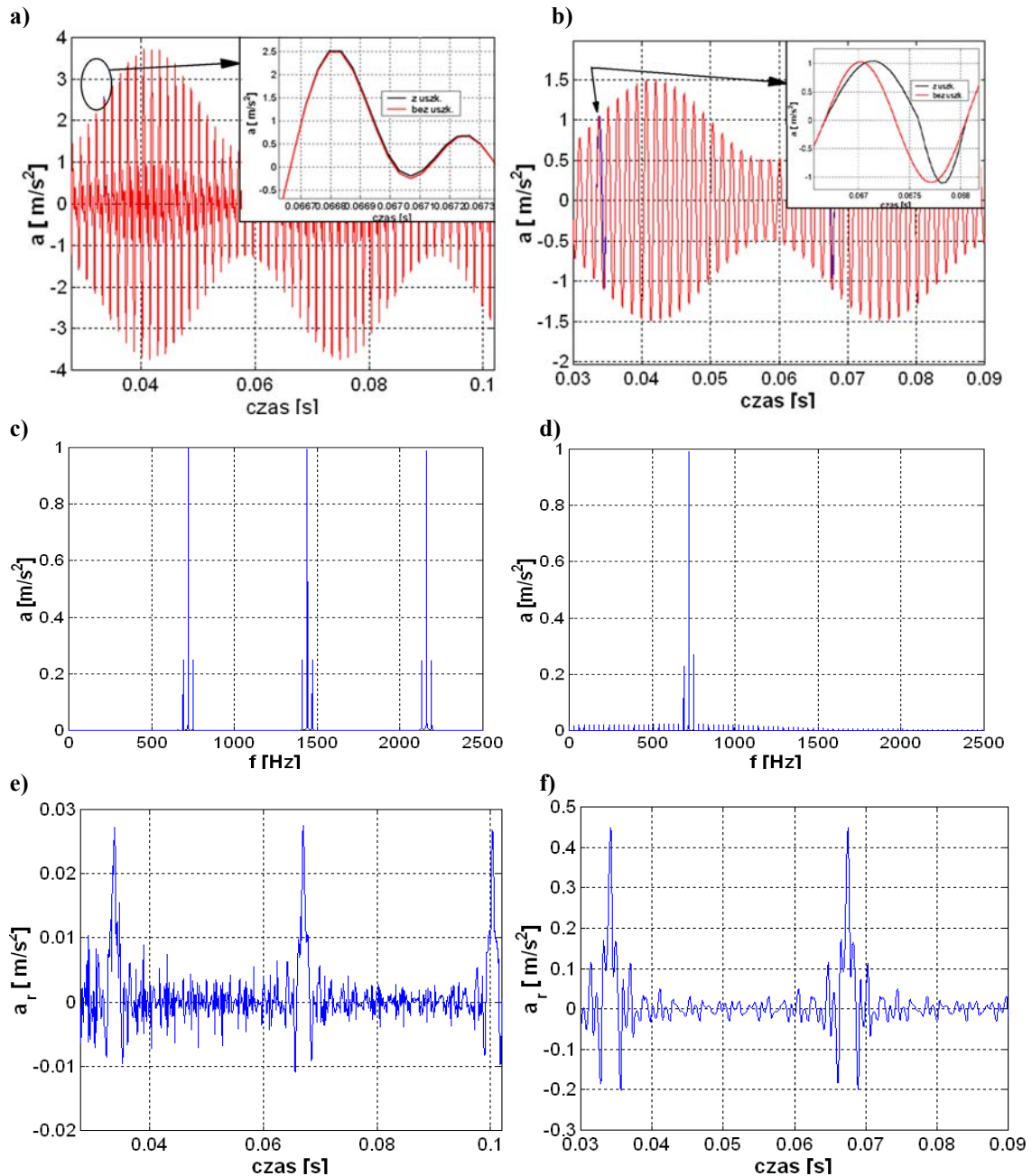
gdzie:

X_m, Φ_m – amplituda i faza m – tej harmonicznej zazębienia,
 $a_m(t), b_m(t)$ – funkcje modulujące amplitudę i fazę,

$h(t)$ – odpowiedź impulsowa układu (koła, łożyska, wały),
 $n(t)$ – szum,
 T – okres związany z lokalnym uszkodzeniem.



Rys. 1. Algorytm uzyskiwania sygnału resztkowego: a – przebieg czasowy; b – widmo; c – filtr grzebieniowy; d – widmo po usunięciu $i \cdot fz \pm \Delta f$; e – sygnał resztkowy $r(t)$

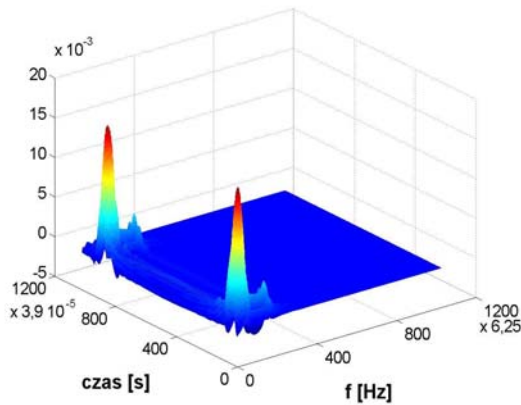


Rys. 2. Modelowy sygnał drgań przekładni jednostopniowej z uszkodzeniami lokalnymi:
a, b – przebiegi czasowe; c, d – widma; e, f – sygnały reszkowe $r(t)$

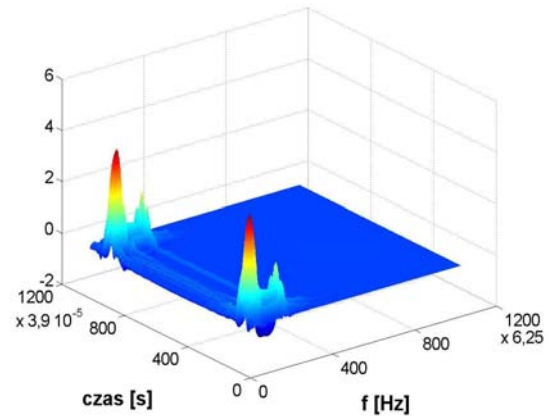
Na rysunku 1 przedstawiono sposób uzyskiwania sygnału reszkowego z uśrednionego synchronicznie przebiegu czasowego. Rysunek 2 przedstawia modelowy sygnał drgań przekładni jednostopniowej, w którym uwzględniono modulację częstotliwością obrotową koła ($f_{n1}=30$ Hz) oraz impulsową modulację amplitudy (rys. 2a) i fazy (rys. 2b).

Z przeprowadzonych symulacji cyfrowych wynika, że nawet niewielkie zaburzenia amplitudowe i fazowe są łatwo wykrywalne

w sygnale reszkowym, co pozwala przypuszczać, że tego rodzaju analiza może być wrażliwa na wykrywanie uszkodzeń kół takich jak pęknięcie u podstawy oraz częściowe wyłamanie lub wykruszenie wierzchołka zęba we wczesnych fazach ich rozwoju. Jak widać z rysunków 3 i 4 przedstawienie sygnału reszkowego jednocześnie w dziedzinie czasu i częstotliwości może ułatwić rozróżnienie rodzaju modulacji impulsowej związanej z uszkodzeniem.



Rys.3. Rozkład czasowo-częstotliwościowy (WV) sygnału resztkowego z rys. 2e.

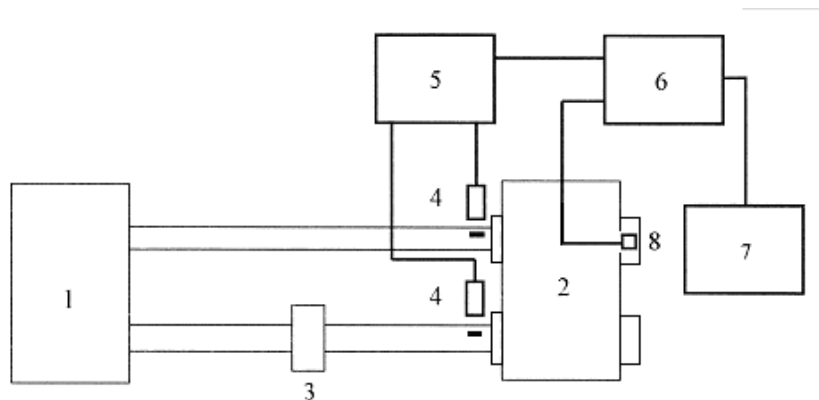


Rys.4. Rozkład czasowo-częstotliwościowy (WV) sygnału resztkowego z rys. 2f.

W celu potwierdzenia powyższej tezy przeprowadzono badania stanowiskowe modeli kół z lokalnymi uszkodzeniami. Parametry badanych kół o zębach prostych były następujące: liczba zębów zębnika 16, liczba zębów koła 24, moduł 4,5 mm, szerokość zazębienia 20 mm, współczynnik przesunięcia zarysu zębnika $x_1=0,864$, współczynnik przesunięcia zarysu koła $x_2=-0,5$, odległość osi kół 91,5 mm. Modelowe uszkodzenia lokalne kół przedstawiono na rysunku 6. Wykonano dwa rodzaje uszkodzeń o różnym stopniu zaawansowania

Schemat stanowiska wraz z układem pomiarowym przedstawiono na rysunku 5.

Drgania mierzono na obudowie łożysk przekładni oraz bezpośrednio na wirującym kole przy różnych prędkościach i obciążeniach. Częstotliwość próbkowania wynosiła 25,6 kHz. Sygnały uśredniano okresem obrotu wałów zębnika T_z , koła T_k oraz okresem powtarzania cyklu skojarzeń zębów T_p . Uśredniony synchronicznie sygnał przyspieszeń drgań stanowił podstawę dalszej analizy cyfrowej.



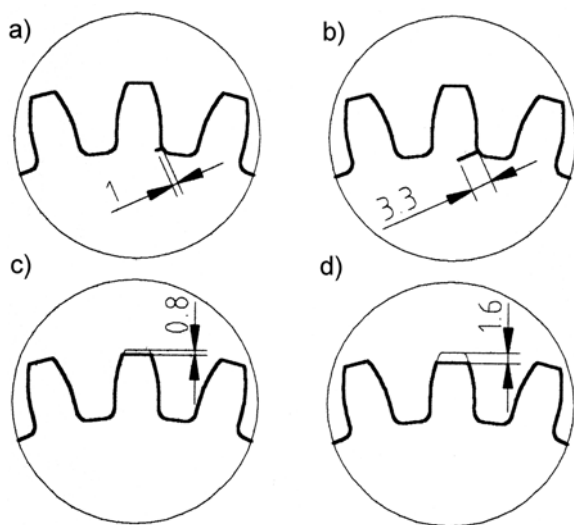
Rys. 5. Schemat stanowiska badawczego: 1 – przekładnia zamykająca, 2 – przekładnia badana, 3 – sprzęgło napinające, 4 – czujniki położenia kąтового wałów, 5 – układ logiczny, 6 – analizator sygnałów DSPT SigLab, 7 – komputer, 8 – przetworniki przyspieszeń mocowane bezpośrednio na kole lub obudowie przekładni

Jedną z metod wykrywania wczesnych stadiów uszkodzeń jest zastosowanie bezwymiarowych miar procesu drganiowego, zorientowanych diagnostycznie [2,9]. Do najważniejszych z nich można zaliczyć współczynnik kurtozy, wskaźniki dobroci FM

(figures of merit) zaproponowane przez Stewarta [6] oraz dyskryminanty NA4 i NB4 [9]. Z dotychczasowych badań wynika, że zmiany współczynnika kurtozy K_f określonego w oknie czasowym o odpowiednio dobranej szerokości przesuwany wzdłuż osi czasu,

mogą być dobrym symptomem lokalnych

uszkodzeń zębów kół [8].

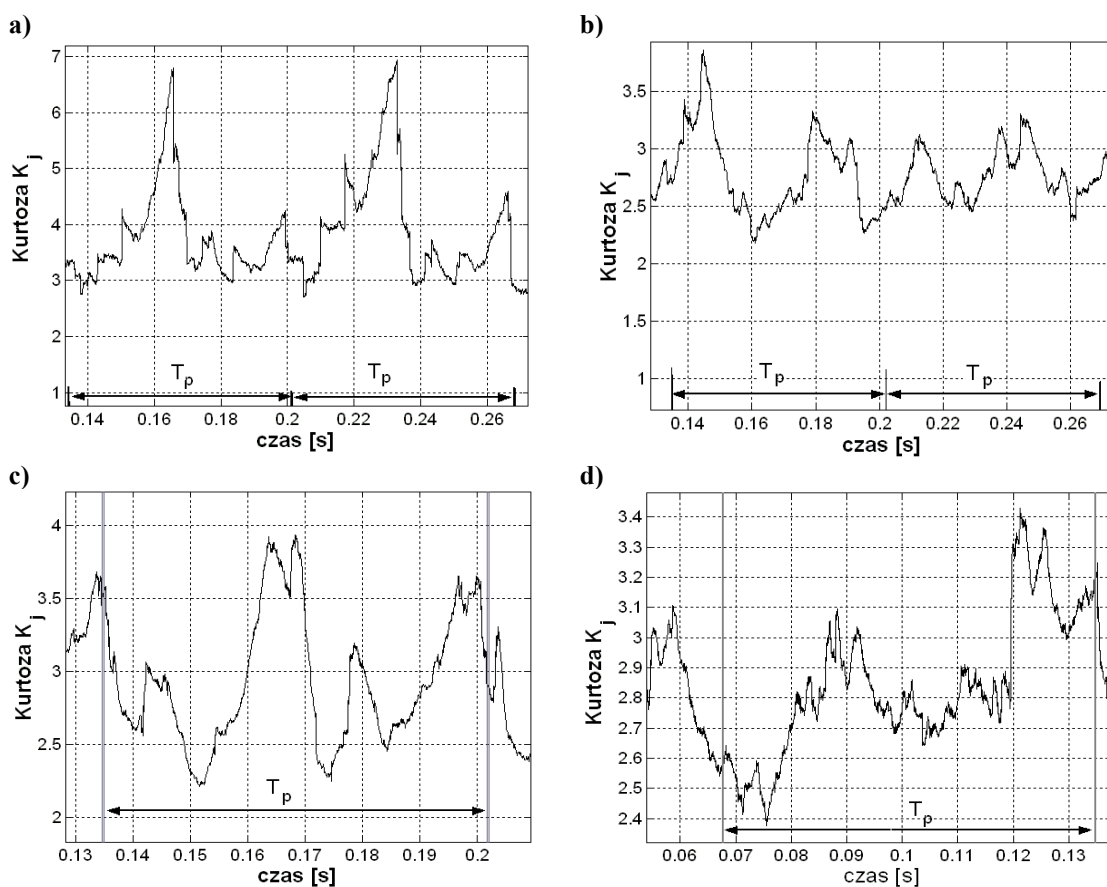


Rys. 6.

Modelowe uszkodzenia lokalne zębów kół: a, b – podcięcia stopy zęba na całej szerokości koła, głębokość odpowiednio 1 i 3,3 mm; c, d – skrócenie wysokości zęba 0,8 i 1,6 mm

Na rysunku 7 przedstawiono zmiany współczynnika K_j sygnału resztkowego przyspieszeń drgań, w przypadku wykruszenia wierzchołka jednego zęba koła (0,8 i 1,6 mm) zmierzonych bezpośrednio na kole i na obudowie łożyska. Wartości maksymalne K_{jmax}

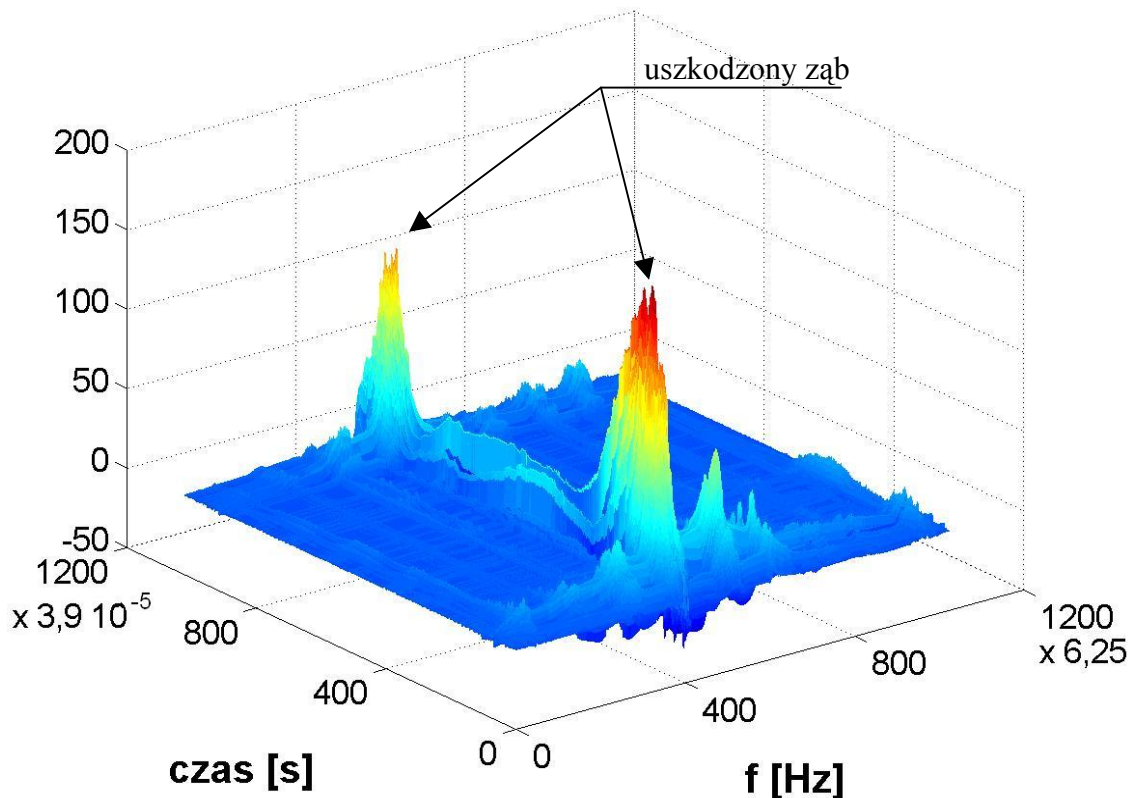
dla dwóch rodzajów uszkodzeń o różnym stopniu zaawansowania przedstawiono w tabelicy 1. Wyniki badań wykazują wrażliwość tej dyskryminanty na rozwój uszkodzeń. Aktualnie prowadzone są dalsze badania w tym kierunku.



Rys.7. Zmiany współczynnika kurtozy K_j wyznaczonego w przesuwным oknie: ząb koła skrócony o 1,6 mm czujnik, na kole – a, czujnik na obudowie łożyska – b; ząb koła skrócony o 0,8 mm, czujnik na kole – c, czujnik na obudowie łożyska – d

Tablica 1. Wartości K_{jmax} w przypadku różnych uszkodzeń lokalnych kół

	Pomiar na kole	Pomiar na obudowie łożyska
Pęknięcie stopy zęba – 1 mm	4,6	3,5
Pęknięcie stopy zęba – 3,3 mm	8,9	3,7
Wykruszenie zęba 0,8 mm	3,8	3,4
Wykruszenie zęba 1,6 mm	7,0	3,9



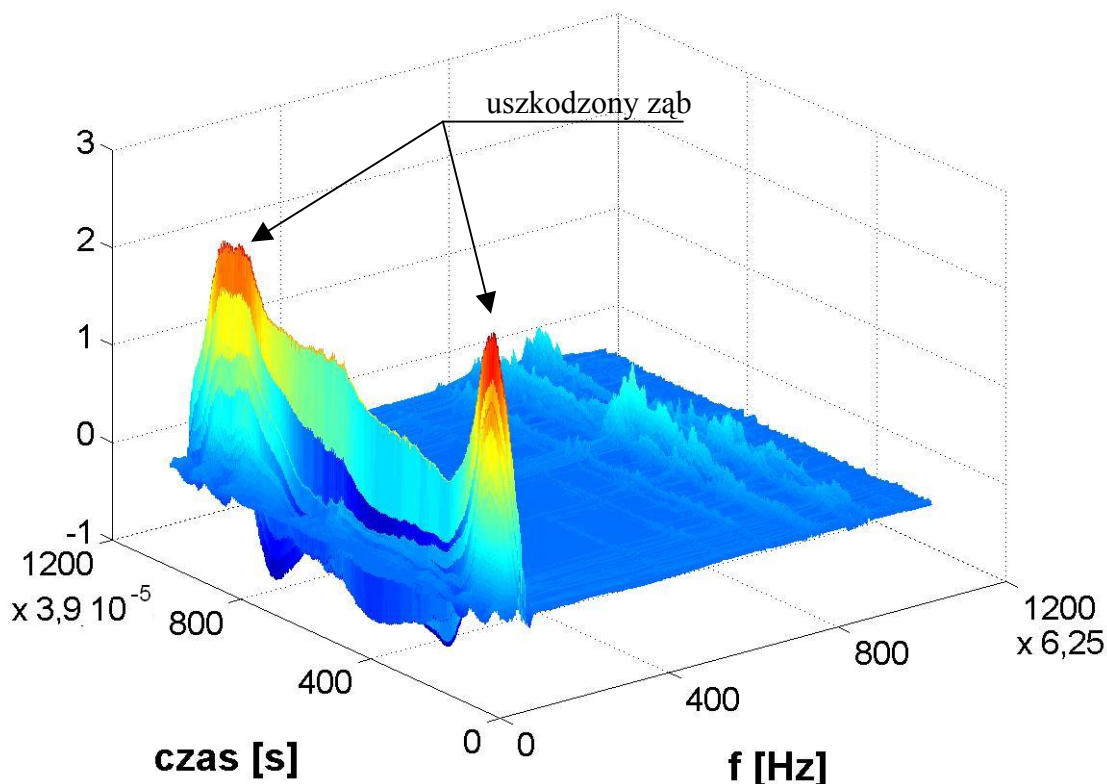
Rys.8. Czasowo częstotliwościowy rozkład WV sygnału reszkowego przyspieszeń drgań skrętnych zmierzonych na kole z pękniętą stopą jednego zęba (3,3 mm)

W analizie sygnałów zawierających lokalne niestacjonarność o charakterze impulsowym szczególnie przydatne są metody umożliwiające przedstawienie rozkładu sygnału w dziedzinie czasu i częstotliwości (WV i CWT). Metody te charakteryzują się zmienną rozdzielczością umożliwiającą lokalizację składowych sygnału w obu dziedzinach jednocześnie. Przeprowadzone wcześniej badania wykazały między innymi, że zastosowanie analizy falkowej pozwala wykrywać lokalne uszkodzenia w obecności losowych błędów wykonania kół [7].

Znane są przykłady diagnozowania uszkodzeń kół na podstawie wyników analizy wybranych wierszy macierzy współczynników

CWT [3]. Zastosowanie czasowo-częstotliwościowego rozkładu Wignera-Ville'a sygnału WA lub jego obwiedni umożliwia wykrywanie lokalnych niestacjonarność wywołanych uszkodzeniem kół.

Na rysunkach 7 i 8 przedstawiono rozkład czasowo-częstotliwościowy reszkowego sygnału przyspieszeń drgań dla wybranego uszkodzenia lokalnego (pęknięcie stopy zęba – 3,3 mm) w obu przypadkach niezależnie od miejsca pomiaru drgań pęknięcie zęba wywołuje wyraźne maksima lokalne w rozkładzie WV. Analizy WV sygnału reszkowego wykazują dużą użyteczność tej metody w zastosowaniu do wykrywania wczesnych stadiów rozwoju uszkodzeń kół.



Rys.9. Czasowo częstotliwościowy rozkład WV sygnału resztkowego przyspieszeń drgań skrętnych zmierzonych na obudowie łożyska (pęknięta stopa jednego zęba – 3,3 mm)

3. PODSUMOWANIE

Do wykrywania wczesnych stadiów uszkodzeń kół zębatych celowe jest stosowanie analizy sygnałów umożliwiającej wykrywanie modulacji impulsowej drgań. Analiza sygnału resztkowego uśrednionego synchronicznie przebiegu przyspieszeń drgań ułatwia wykrywanie lokalnych uszkodzeń. Przeprowadzone analizy sygnału modelowego zmodulowanego amplitudowo i częstotliwościowo oraz badania kół z zaprogramowanymi uszkodzeniami potwierdzają użyteczność transformaty WV sygnału resztkowego w diagnostyce uszkodzeń kół, takich jak pęknięcie lub wykruszenie zęba. Z badań wynika, że wartość współczynnika kurtozy K_j określonego w przesuwym oknie czasowym może być miarą stopnia zaawansowania uszkodzenia. Obecnie prowadzone są dalsze badania związane z wykrywaniem lokalnych uszkodzeń kół w przekładniach zębatych przy jednoczesnym występowaniu uszkodzeń łożysk przekładni.

4. LITERATURA

- [1] Adamczyk J., Krzyworzeka P., Łopacz H.: Systemy synchronicznego przetwarzania sygnałów diagnostycznych, Kraków 1999.
- [2] Cempel Cz.: Diagnostically Oriented Measures of Vibroacoustical Process. Journal of Sound and Vibration (1980), 73 (4), 547-561.
- [3] Dalpiaz G., Rivola A., Rubini R.: Dynamic Modeling of Gear System for Condition Monitoring and Diagnostics. Kongres Diagnostyki Technicznej, Gdańsk, 1996, (2), 185-192.
- [4] Mc Fadden P.D.: Examination of a technique for the detection of failure in gears by signal processing of the time domain average of the meshing vibration. Mechanical Systems and Signal Processing. 1, 1987, s.173-183.

- [5] Paya B.A., Esat I.I., Badi M.N.M.: Artificial neural network based fault diagnostics of rotating machinery using wavelet transforms as a preprocessor. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 11, 1997, s. 751-765.
- [6] Stewart R.M.: Some Useful Data Analysis Techniques for Gearbox Diagnostics. Report MHM/R/10/77, Machine Health Monitoring Group, Institute of Sound and Vibration Research, University of Southampton, 1977.
- [7] Wilk A., Łazarz B., Madej H.: The application of wavelet analysis in the diagnosis of toothed wheels damages. *Proceed. InterNoise'99, USA*. 933-938
- [8] Wilk A., Łazarz B., Madej H.: Diagnozowanie wczesnych stadiów rozwoju uszkodzeń kół zębatach. *Diagnostyka*, Vol. 24, 2001, s. 46-53.
- [9] Zakrajsek J.J. i inni.: *Transmission Diagnostic Research at NASA Lewis Research Center*, NASA TM-106901, 1995.

**Henryk Madej**

Adiunkt w Instytucie Transportu Politechniki Śląskiej. Specjalizuje się w zakresie wibroakustyki maszyn, diagnostyki przekładni zębatach, metod przetwarzania sygnałów oraz elektroniki i elektrotechniki samochodowej. Członek Polskiego Towarzystwa Diagnostyki Technicznej.

WYKORZYSTANIE KART KONTROLNYCH SHEWHARTA DO DIAGNOZOWANIA STANÓW STATYSTYCZNEGO UREGULOWANIA PROCESÓW PRODUKCYJNYCH

Jerzy SZKODA

Katedra Eksploatacji Pojazdów i Maszyn Uniwersytetu Warmińsko-Mazurskiego
ul. Oczipowskiego 11, 10-736 Olsztyn, tel./fax (0-PREFIX-89) 523-34-63, e-mail: rychter@uwm.edu.pl

Streszczenie

Prezentowane są charakterystyki Karty Kontroli Shewharta do diagnozowania stanów procesów produkcyjnych wartościami liczbowymi oraz według ocen alternatywnych. Opisano symptomy zmienności systematycznej na Kartach Kontroli Shewharta, oraz diagnozowanie na ich podstawie stanów statycznego uregulowania procesów produkcyjnych.

Słowa kluczowe: diagnostyka, proces produkcyjny, Karta Kontrolna Shewharta, statystyka, jakość.

SHEWHART CONTROL CHARTS APPLICATION IN DIAGNOSING THE STATES OF STATISTICAL REGULATION OF PRODUCTION PROCESSES

Summary

The paper presents characteristics and types of Shewhart Control Charts. The paper defines the principles of designing Shewhart Control Charts in diagnosing the states of production processes by means of numerical values as well as alternative evaluation. The paper describes the symptoms of systematical variability in the Shewhart Control Charts and diagnosing their basis the states of statistical regulation of production processes.

Keywords: diagnostics, production process, Shewhart Control Chart, statistics, quality.

1. WSTĘP

Jakość wyrobów kształtowana jest w procesie ich produkcji. W celu zmniejszenia kosztów jakości dąży się do diagnozowania stanów procesów produkcyjnych, aby usunąć przyczyny potencjalnych wad wyrobów już u źródła ich powstawania.

Tradycyjna metoda diagnozowania procesu produkcyjnego na podstawie zapisu wartości mierzonej cechy procesu, na arkuszach lub w zeszytach, prowadzi do tworzenia nieuporządkowanego i nieczytelnego zbioru liczb, który trudno jest analizować.

Ta wada nie występuje w metodzie statystycznej kontroli procesu w której wykorzystuje się Karty Kontroli Shewharta (KKS).

2. CHARAKTERYSTYKI KKS

Podstawowymi parametrami Kart Kontroli Shewharta, dla cech procesu ocenianych liczbowo, są:

- parametry charakteryzujące położenie rozkładu cechy procesu,
- parametry charakteryzujące rozrzut cechy procesu.

Do charakteryzowania położenia rozkładu cechy procesu wykorzystuje się w KKS wartość średnią cechy - $\bar{X}$ lub medianę - M.

Mediana M jest parametrem łatwo wyznaczalnym, lecz jest parametrem mniej dokładnym w porównaniu do wartości średniej $\bar{X}$ w charakteryzowaniu położenia rozkładu cechy diagnozowanego procesu. Nie mniej jednak w praktyce, posługiwanie się medianą M jest czasem wystarczające w diagnozowaniu statystycznego uregulowania niektórych procesów.

Rozrzut cechy procesu można charakteryzować rozstępem - R lub odchyleniem standardowym - S.

Wyznaczenie rozstępu R jest bardzo proste, ale mniej dokładne w porównaniu do odchylenia standardowego S w charakteryzowaniu rozrzutu cechy procesu. Odchylenie standardowe S jest bardziej dokładnym parametrem rozrzutu cechy procesu, ale z kolei jest trudniejszym do wyznaczenia niż rozstęp R. Przy wykorzystaniu techniki komputerowej trudność w obliczaniu odchylenia standardowego S można w dużym stopniu zmniejszyć.

Diagnozowanie procesów produkcyjnych można dokonywać na podstawie oceny alternatywnej lub oceny liczbowej.

Alternatywna ocena procesów w przeciwieństwie do oceny liczbowej cech procesu ma zastosowanie w sytuacjach, kiedy chcemy kontrolować różne cechy jakościowe procesu, takie jak liczba uszkodzonych sztuk w próbie, liczba wad na 100 m materiału,

liczba jednostek nie spełniających wymaganych kryteriów.

Do oceny alternatywnej cech procesów produkcyjnych wykorzystuje się następujące parametry:

- frakcje jednostek niezgodnych – p ,
- liczby jednostek niezgodnych – np ,
- liczby niezgodności – c ,
- liczby niezgodności na jednostkę – u .

Diagnoza stanu procesu na podstawie oceny alternatywnej jest mniej dokładna od liczbowej oceny cechy procesu. Nie mniej jednak ze względów technicznych i ekonomicznych czasem jedynie możliwa.

W zależności od obszaru zastosowań i wymaganej precyzji diagnozowania procesów można stosować różne typy Karty Kontroli Shewharta (tab. 1) [1].

Tabela 1. Typy KKS i ich charakterystyki

Typ Karty	Charakterystyka karty	Obszar zastosowania
Karta $\bar{X} - R$	Duża czułość na zmiany stanu procesu.	Do oceny jakości procesów produkcji seryjnej wyrobów.
Karta $\bar{X} - s$	Większa pracochłonność obliczeń, muszą być duże próbki. Dokładniejsza diagnoza w stosunku do Karty $\bar{X} - R$.	Do oceny jakości procesów produkcji seryjnej wyrobów precyzyjnych.
Karta $M - R$	Łatwość obliczeń, jest mniej precyzyjna w stosunku do Kart $\bar{X} - R$ i $\bar{X} - s$.	Do oceny jakości procesów produkcji małych serii.
Karta X_i (pojedynczych obserwacji)	Prostota w prowadzeniu, mała precyzja.	Gdy koszty pobierania próbek są duże (np. badania niszczące).
Karta - p	Nie jest czuła na zmienną licznosc próbek.	Diagnozowanie jakości procesu na podstawie frakcji jednostek niezgodnych.
Karta - np	Daje dobre rezultaty gdy zachowana jest stała licznosc próbek.	Diagnozowanie jakości procesu na podstawie frakcji jednostek niezgodnych.
Karta - c	Daje dobre rezultaty gdy zachowana jest jednakowa licznosc próbek badanych elementów	Diagnozowanie jakości procesów na podstawie liczby niezgodności na jednostkę wyrobu.
Karta - u	Nie musi być zachowany warunek Karty - c . Jest to Karta proporcji, stosunek liczby wad do liczby badanych jednostek.	Diagnozowanie procesu na podstawie liczby niezgodności w wyrobie.

3. PROJEKTOWANIE KKS

W Karcie Kontrolnej Shewharta wyznacza się dwie określone statystycznie granice kontrolne oraz linię centralną (rys. 1):

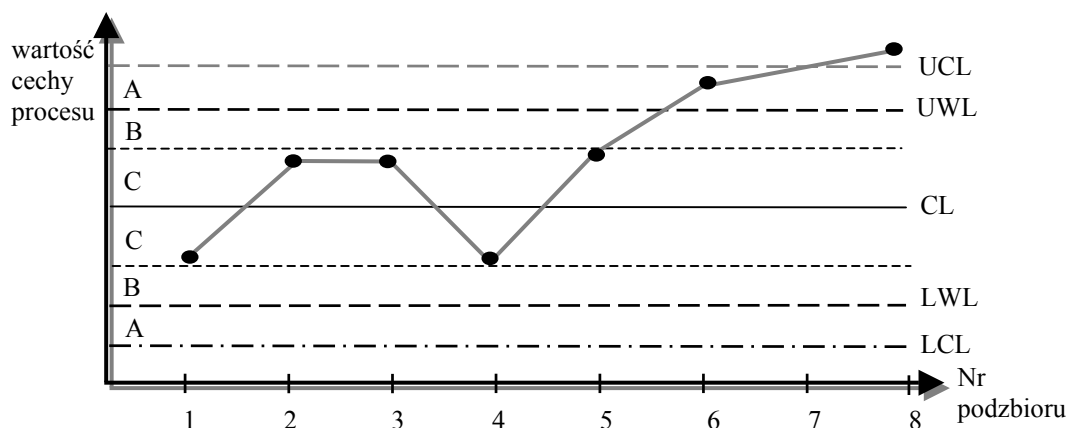
- górną linię kontrolną – UCL,
- dolną linię kontrolną – LCL,

- linię centralną – CL.

W wielu przypadkach warto zaznaczyć na Karcie:

- górną linię ostrzegawczą UWL,
- dolną linię ostrzegawczą LWL.

oraz strefy oznaczone etykietami A, B, C, oddalone co 1 s od linii centralnej CL.



Rys. 1. Schemat Karty Kontrolnej Shewharta

Granice kontrolne na karcie Shewharta znajdują się w odległości $3s$ lub 3σ (gdzie: s – odchylenie standardowe obliczone na podstawie wyników pomiarów, zaś σ – odchylenie standardowe znane lub zadane) po każdej stronie linii centralnej CL.

Granice 3σ określają, że wartości cechy diagnozowanego procesu, (jeśli proces jest statystycznie uregulowany) znajdują się w 99,7% w obszarze wyznaczonym przez linie kontrolne (rys.2). Granice linii ostrzegawczych znajdują się w odległości $2s$ od linii centralnej CL.

W praktyce projektowania KKS wykorzystuje się wzory obliczania granic według zaleceń normy PN-ISO 8258 + AC1 [4].

Wzory do obliczania granic na kartkach kontrolnych Shewharta przy liczbowej ocenie cech procesów produkcyjnych przedstawiono w tab. 2 i tab. 3.

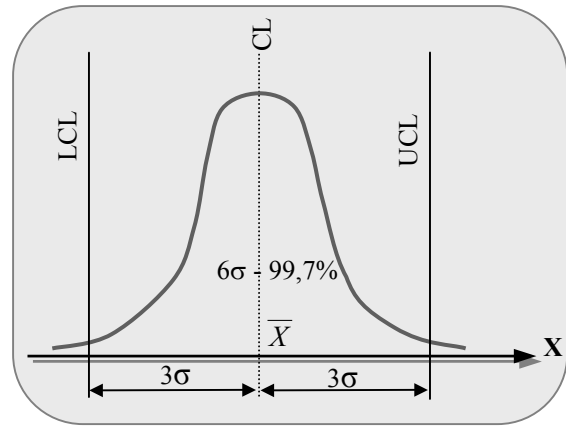
Linie kontrolne na karcie cech alternatywnych oblicza się przybliżając rozkład dwumianowy rozkładem normalnym, co ułatwia praktyczne wyznaczanie linii kontrolnych dla cech alternatywnych.

Przy spotykanych zazwyczaj wadliwościach popelnia się tym przybliżeniem niewielki błąd i w praktyce takie postępowanie jest zalecane.

Wzory do obliczania granic kontrolnych Shewharta przy alternatywnej ocenie procesu przedstawiono w tab. 4.

4. DIAGNOZOWANIE STANU PROCESU PRODUKCYJNEGO Z WYKORZYSTANIEM KKS

Istota wykorzystania KKS do diagnozowania procesów produkcyjnych polega na obserwacji oddziaływań losowych i nielosowych na proces i wyciąganiu wniosków na podstawie zmian położenia przyjętej statystyki w obszarze objętym liniami kontrolnymi.



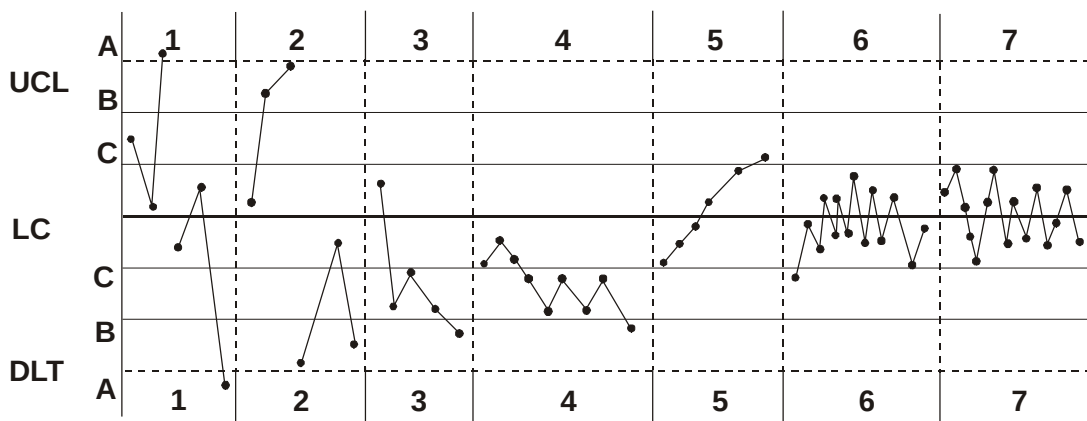
Rys. 2. Obszar zmienności cechy procesu – $\bar{X}$ w granicach linii kontrolnych CL

Na stan procesu produkcyjnego mają wpływ oddziaływania:

- **losowe**, które są na ogół bardzo liczne, mają zanedbywalny wpływ na proces, i są trudne do wyznaczenia, oddziaływania te czasem określane są jako „szum”;
- **systematyczne (sporadyczne)**, są to oddziaływania nielosowe dające się odróżnić od oddziaływań losowych ze względu na ich widoczne i znaczne skutki np. stępienie się narzędzia skrawającego, wyłamanie się płytki skrawającej z narzędzia, powstanie nadmiernego luzu w maszynie, niewłaściwy proces technologiczny.

Diagnozowanie stanu procesu produkcyjnego z wykorzystaniem Karty Kontrolnej Shewharta odbywa się na podstawie testów oddziaływań sporadycznych przy założeniu, że wartości cechy procesu mają rozkład normalny (rys. 3).

Na rys. 3 przedstawiono osiem testów stosowanych do rozpoznawania symptomów oddziaływań sporadycznych [3].



Rys. 3. Testy oddziaływań sporadycznych. Źródło: [3]

Tabela 2. Wzory do obliczania granic na kartach kontrolnych Shewharta przy liczbowej ocenie właściwości

Statystyka	Bez zadanych wartości normatywnych		Z zadanymi wartościami normatywnymi	
	Linia centralna	UCL i LCL ^{N6)}	Linia centralna	UCL i LCL ^{N6)}
$\bar{X}$	$\bar{\bar{X}}$	$\bar{\bar{X}} \pm A_2 \bar{R} \text{ or } \bar{\bar{X}} \pm A_3 \bar{s}$	$X_0 \text{ or } \mu$	$X_0 \pm A\sigma_0$
R	$\bar{R}$	$D_3 \bar{R}, D_4 \bar{R}$	$R_0 \text{ or } d_2\sigma_0$	$D_1\sigma_0, D_2\sigma_0$
s	$\bar{s}$	$B_3 \bar{s}, B_4 \bar{s}$	$s_0 \text{ or } c_4\sigma_0$	$B_5\sigma_0, B_6\sigma_0$
UWAGA – X_0, R_0, s_0, μ i σ_0 są zadanymi wartościami normatywnymi				

Tabela 3. Współczynniki do obliczania linii na kartach kontrolnych

Obserwacje w podzbiorze n	Współczynniki dla granic kontrolnych											Współczynniki dla linii centralnej			
	A	A_2	A_3	B_3	B_4	B_5	B_6	D_1	D_2	D_3	D_4	C_4	$1/C_4$	d_2	$1/d_2$
2	2,121	1,880	2,659	0,000	3,267	0,000	2,606	0,000	3,686	0,000	3,267	0,7979	1,2533	1,128	0,8865
3	1,732	1,023	1,954	0,000	2,568	0,000	2,276	0,000	4,358	0,000	2,574	0,8862	1,1284	1,693	0,5907
4	1,500	0,729	1,628	0,000	2,266	0,000	2,088	0,000	4,698	0,000	2,282	0,9213	1,0854	2,059	0,4857
5	1,342	0,577	1,427	0,000	2,089	0,000	1,964	0,000	4,918	0,000	2,114	0,9400	1,0638	2,326	0,4299

Tabela 4. Wzory do obliczania granic kontrolnych dla kart kontrolnych Shewharta przy alternatywnej ocenie właściwości

Statystyka	Bez zadanych wartości normatywnych		Z zadanymi wartościami normatywnymi	
	Linia centralna	Granice kontrolne 3σ	Linia centralna	Granice kontrolne 3σ
p	$\bar{p}$	$\bar{p} \pm \sqrt{\bar{p}(1-\bar{p})/n}$	p_0	$p_0 \pm 3\sqrt{p_0(1-p_0)/n}$
np	$n\bar{p}$	$n\bar{p} \pm 3\sqrt{n\bar{p}(1-\bar{p})}$	np_0	$np_0 \pm 3\sqrt{np_0(1-p_0)}$
c	$\bar{c}$	$\bar{c} \pm 3\sqrt{\bar{c}}$	c_0	$c_0 \pm 3\sqrt{c_0}$
u	$\bar{u}$	$\bar{u} \pm 3\sqrt{\bar{u}/n}$	u_0	$u_0 \pm 3\sqrt{u_0/n'}$
UWAGA – X_0, R_0, s_0, μ i σ_0 są zadanymi wartościami normatywnymi				

Proces produkcyjny jest nieregulowany statystycznie, jeżeli zachodzi jedna z przedstawionych na rys. 3 sytuacji, a mianowicie:

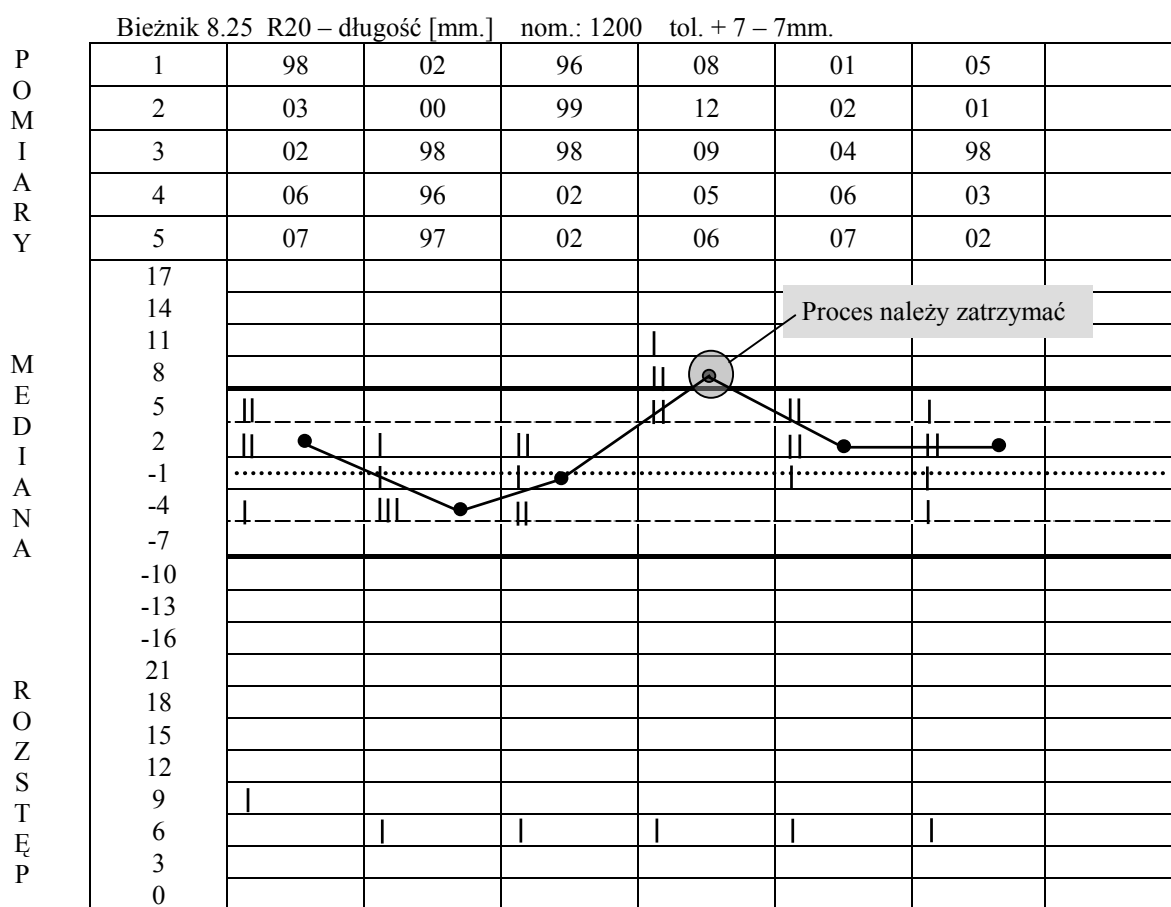
1. Jeden lub więcej punktów wypada poza linie kontrolne.
2. Dwa z trzech kolejnych punktów wypadają po tej samej stronie w strefie A.
3. Cztery z pięciu kolejnych punktów znajdują się w strefie B, lub na zewnątrz od niej.
4. Dziewięć kolejnych punktów znajduje się po tej samej stronie średniej.
5. Istnieje sześć kolejnych punktów o wartości rosnącej lub malejącej (trend).
6. Istnieje czternaście kolejnych punktów o wartościach naprzemiennie rosnących i malejących.

7. W strefie C (poniżej i powyżej średniej procesu) znajduje się piętnaście kolejnych punktów.

4. PRZYPADEK DIAGNOZY STANU PROCESU PRODUKCJI BIEŻNIKÓW OPON

Jako przykład wykorzystania karty kontroli Shewharta do diagnozowania procesu produkcji przedstawiono pomiary długości nakładanych bieżników opon produkowanych w Zakładach Stomil-Olsztyn [2].

Wyniki pomiarów oraz kartę kontroli przedstawiono na rys. 4.



Rys. 4. Karta kontroli Shewharta dla procesu produkcji bieżników. Źródło: [2]

Przy czwartym pomiarze długości bieżnika uwidoczniło się oddziaływanie sporadyczne, spowodowane rozregulowaniem się urządzenia dozującego masę. Wartość mediany wyszła poza górną granicę kontrolną. Proces został zatrzymany, naprawiono urządzenie dozujące, usunięto oddziaływanie sporadyczne i przywrócono stan statystycznego uregulowania procesu.

5. PODSUMOWANIE

Wykorzystanie Kart Kontrolnych Shewharta jest jedną z najskuteczniejszych metod diagnozowania procesów produkcyjnych, zalecaną i wymaganą przez wiele norm międzynarodowych zarządzania jakością, takich między innymi jak ISO 9000, QS 9000, VDA 6.1 oraz AQAP.

Wykrywanie przyczyn zmienności sporadycznej za pomocą Kart Kontroli Shewharta doprowadza

proces do stanu statystycznego uregulowania, przez co jego funkcjonowanie staje się przewidywalne.

Monitorowanie procesów produkcyjnych z wykorzystaniem Kart Kontroli Shewharta umożliwia diagnozowanie aktualnego stanu procesu produkcyjnego oraz prognozowanie stanu procesu na podstawie trendów symptomów zmienności sporadycznej.

6. LITERATURA

- [1] Hamrol A., Mantura W.: Zarządzanie jakością. Teoria i praktyka. PWN, Warszawa-Poznań, 1998.
- [2] Januszkiewicz A.: Zastosowanie metod statystycznych w sterowaniu procesem

produkcyjnym. Wyd. Instytut Organizacji i Zarządzania w Przemysle „ORGMASZ”, Warszawa, 1994.

- [3] Nelson L.S.: Interpreting Shewhart $\bar{X}$ Control Chart. Journal of Quality Technology, 17.No.2, April 1985, pp. 114-116.
- [4] PN-ISO 2859-1+AC1:1996. Procedury kontroli wrywkowej metodą alternatywną. Plany badania na podstawie akceptowalnego poziomu jakości (AQL) stosowane podczas kontroli partii za partią.



Prof. dr hab. inż. **Jerzy Szkoda** jest pracownikiem naukowym Uniwersytetu Warmińsko-Mazurskiego w Olsztynie oraz Wojskowego Instytutu Techniki Pancernej i Samochodowej w Sulejówku. Jest członkiem Sekcji Podstaw Eksploatacji KBM Polskiej Akademii Nauk, Polskiego Towarzystwa Naukowego Motoryzacji. Jego zainteresowania naukowe obejmują zagadnienia dotyczące eksploatacji maszyn i urządzeń technicznych oraz systemów zarządzania jakością i sterowania jakością produkcji maszyn.

WPLYW MIMOŚRODOWEGO PRZEMIESZCZENIA WAŁU WZGLĘDEM KORPUSU NA WYMUSZENIA AERODYNAMICZNE GENEROWANE W USZCZELNIENIU NADBANDAŻOWYM WIRNIKA TURBINOWEGO CZĘŚĆ I : STANOWISKO BADAWCZE

Krzysztof KOSOWSKI, Marian PIWOWARSKI

POLITECHNIKA GDAŃSKA
WYDZIAŁ OCEANOTECHNIKI I OKRĘTOWNICTWA
Katedra Automatyki Okrętowej i Napędów Turbinowych
ul G. Narutowicza 11/12, 80-952 Gdańsk
Tel: (+58) 347 19 16, (+58) 347 22 35, Fax: (+58) 341 47 12
email: kosowski@pg.gda.pl, piwom@pg.gda.pl

Streszczenie

Zagadnienia poruszone w pracy dotyczą badań eksperymentalnych wymuszeń aerodynamicznych generowanych w uszczelnieniach nadbandażowych stopni turbinowych. Referat składa się z trzech części. W pierwszej opisano stanowisko powietrznej turbiny modelowej typu tarczowego z cylindrycznymi łopatkami, która odwzorowuje typowy stopień części wysokoprężnej turbiny parowej oraz omówiono układ pomiarowy pozwalający na wyznaczenie rozkładu ciśnień w szczelinie nadbandażowej. Przedstawiono wpływ takich parametrów, jak mimośrodek przemieszczenie osi wirnika względem osi korpusu, zmiana luzu osiowego i skośne ustawienie osi wirnika względem osi korpusu na siły i momenty generowane w uszczelnieniu nadbandażowym. Sprawdzono hipotezę, że w przypadku labiryntowego, promieniowego uszczelnienia nadbandażowego decydujący wpływ na rozkład oraz wartości generowanych sił i momentów aerodynamicznych wywiera zmiana luzu promieniowego i skośne przemieszczenie osi wirnika względem osi korpusu, a zmiana luzu osiowego odgrywa znacznie mniejszą rolę.

Słowa kluczowe: dynamika wirników, drgania samowzbudne.

THE INFLUENCE OF ROTOR SPEED ON THE AERODYNAMIC FORCES GENERATED IN THE SHROUD CLEARANCE OF A TURBINE STAGE PART I: TEST RIG

Summary

The experimental investigations into the pressure field in the shroud clearance were performed on a one-stage air model turbine of impulse type. Basing on the pressure distribution, the aerodynamic forces and moments were investigated as a function of rotor speed, rotor eccentricity, axial gap and rotor-stator misalignment. The experimental investigations proved that for a given turbine output, the rotor speed and the rotor-stator eccentricity appear the most important parameters influencing the aerodynamic forces and moments generated in shroud clearances.

Keywords: rotor dynamics, self-excited vibrations.

1. WPROWADZENIE

W latach 50-tych w nowych turbinach parowych dużej mocy oraz w turbinach po remontach zaobserwowano przypadki nowego rodzaju drgań samowzbudnych wirników. Były to drgania wywołane wymuszeniami aerodynamicznymi. Pojawiały się one przy przekraczaniu pewnej mocy, zwanej mocą progową i często uniemożliwiały uzyskanie znamionowej mocy. Ponadto praca turbiny przy silnych drganiach groziła nie tylko uszkodzeniem uszczelnień labiryntowych,

ale wręcz zniszczeniem maszyny. Niejednokrotnie w takich sytuacjach trzeba było dokonywać bardzo kosztownych i kłopotliwych przeróbek konstrukcyjnych. Podjęto intensywne badania, które miały wyjaśnić przyczyny oraz wpływ poszczególnych parametrów konstrukcyjnych turbiny na powstawanie tego typu drgań wirnika. Pomimo wielu prac teoretycznych i eksperymentalnych, zagadnienia te nie są całkowicie wyjaśnione. W wielu przypadkach istotne różnice występują nie tylko co do oceny ilościowego, lecz nawet jakościowego wpływu poszczególnych parametrów konstrukcyjnych

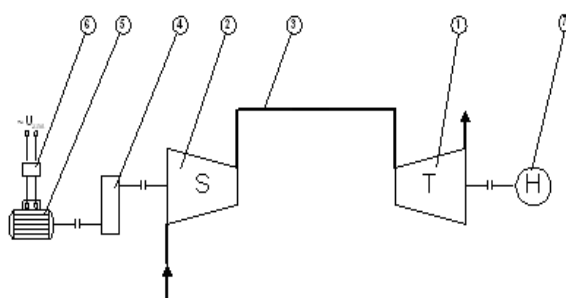
i eksploatacyjnych na wielkość powstających sił aerodynamicznych. Za przyczynę powstawania niestacjonarnych sił aerodynamicznych i związanych z nimi drgań samowzbudnych uznaje się niewspółosiowe położenie wału wirnika względem korpusu turbiny. Ze względu na odmienny mechanizm powstawania wyróżnia się obecnie dwa rodzaje sił aerodynamicznych:

- a. pierwsze - spowodowane nierównomiernym rozkładem sił obwodowych w wieńcu łopatek wirnikowych - są to tzw. **siły wieńcowe** (lub **siły Thomasa**). Początkowo wyłącznie w tych siłach upatrywano źródła aerodynamicznych drgań samowzbudnych wirników turbinowych,
- b. drugie - to siły wypadkowe pochodzące od nierównomiernego obwodowego rozkładu ciśnienia statycznego w rejonie uszczelnień części przepływowej; tzn. w uszczelnieniach wierzchołków łopatek wirnikowych oraz międzystopniowych i zewnętrznych dławnicach labiryntowych. Siły te zostały wykryte i opisane później od sił wieńcowych, a nazywa się je często siłami ciśnieniowymi.

Zagadnienie ilościowego, a nawet jakościowego określenia niestacjonarnych sił aerodynamicznych wymuszających drgania samowzbudne wirników turbinowych nie zostało jeszcze zupełnie wyjaśnione. Opracowano różne modele opisujące przepływ czynnika w uszczelnieniu łącznie z wykorzystaniem metod CFD do rozwiązywania układu równań Naviera-Stokesa uzupełnionego modelami turbulencji. Powstawanie drgań samowzbudnych typu aerodynamicznego jest jednak na tyle złożone, że prace badawcze nad tym zjawiskiem ciągle są rozwijane. Dotychczas nie udało się także, skonstruować takiego rodzaju uszczelnień, które pozwoliłyby na zminimalizowanie wielkości niestacjonarnych sił aerodynamicznych, przy jednoczesnym utrzymaniu niewielkich strat szczelności. Nie udało się również skonstruować modelu fizycznego i matematycznego do obliczania sił ciśnieniowych, który zadowalająco opisywałby warunki rzeczywiste. Z dotychczasowych badań wynika, że w wielu przypadkach siły ciśnieniowe stanowią główny składnik niestacjonarnych sił aerodynamicznych. Z tego powodu zjawiska zachodzące w uszczelnieniu nadbandażowym są tematem prac teoretycznych i doświadczalnych prowadzonych obecnie w wielu ośrodkach na świecie. Postanowiono przeprowadzić też własne badania doświadczalne w celu lepszego zrozumienia charakteru przepływu w labiryntowym uszczelnieniu łopatek wirnikowych turbiny, stawiając za cel zbadanie wpływu takich parametrów, jak mimośrodowe przemieszczenie wirnika względem korpusu, luz osiowy, skośne przemieszczenie osi wirnika względem osi korpusu, częstość obrotowa wirnika oraz moc turbiny na siły i momenty aerodynamiczne generowane w uszczelnieniu nadbandażowym.

2. STANOWISKO BADAWCZE

Stanowisko powietrznej turbiny modelowej zostało zaprojektowane i wykonane w Instytucie Maszyn Przepływowych Polskiej Akademii Nauk w Gdańsku pod koniec lat 50-tych. (Kozubowski 1962). Podlegało ono licznym modernizacjom w latach 70-tych pod nadzorem Junga (1980) oraz w latach 80-tych pod nadzorem Perycza, Puhaczewskiego i Foltmana (1987). W ostatnich latach wyposażone zostało w nowy układ do pomiaru rozkładu ciśnień w uszczelnieniu nadbandażowym (Koronowicz, Krupa i Jaworek (1997), Kosowski i Piwowarski (2000)) oraz do pomiaru położenia wirnika. Schemat stanowiska turbiny modelowej prezentuje rysunek 1.



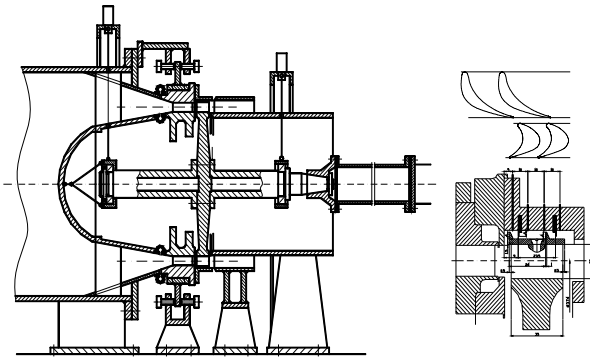
Rys. 1. Schemat stanowiska badawczego

Składa się ono z jednostopniowej turbiny modelowej (1) zasilanej przez układ rurociągów (3) sprężonym powietrzem dostarczanym przez trzystopniową sprężarkę promieniową (2) o wydatku około 1 kg/s przy maksymalnym sprężu 1,8. Napędzana jest ona za pośrednictwem zębatej przekładni multiplikacyjnej (4) przez silnik elektryczny (5) sterowany przez tyrystorowy regulator prędkości obrotowej (6). Na rurociągu powietrznym (3) zamontowana jest dysza służąca do pomiaru masowego natężenia przepływu powietrza. Moc efektywna turbiny odbierana jest przez hamulec hydrauliczny – cierny (7).

2.1. Turbina modelowa

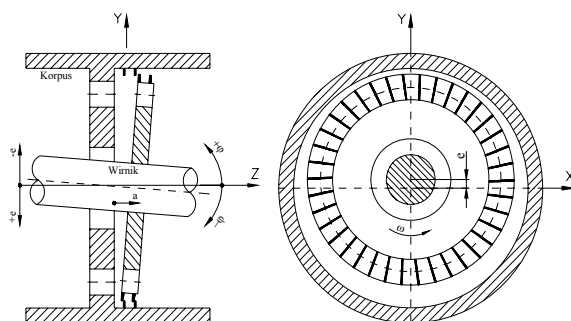
Turbina modelowa powstała z przeznaczeniem do badania wieńców łopatkowych naturalnej wielkości, jednakże umieszczonych na mniejszej średnicy niż w rzeczywistej turbinie. Jej konstrukcja pozwala na wprowadzenie zmian parametrów konstrukcyjnych stopnia (luzu osiowego i promieniowego skośne ustawienie wirnika względem korpusu) bez konieczności wymiany łopatek, chociaż możliwa jest również wymiana wieńców łopatkowych. Przekrój osiowy przez turbinę modelową przedstawiono oraz profile łopatkowe przedstawiono na rys.2. Najważniejsze parametry geometryczne badanego stopnia: średnica podziałowa $D_p=374\text{mm}$, wysokość łopatki kierowniczej $l_k=19\text{mm}$, geometryczny kąt wylotowy palisady kierowniczej $\alpha_1=9.7^\circ$, cięciwa profilu kierowniczego 74mm, liczba łopatek kierowniczych 28, wysokość łopatki wirnikowej $l_w=22\text{mm}$,

geometryczny kąt wylotowy palisady wirnikowej $\beta_2=14.5^\circ$, cięciwa profilu wirnikowego 37mm, liczba łopatek wirnikowych 34. Dane eksperymentalne podane w tej pracy dotyczą rozwiązania konstrukcyjnego bandaża, które przedstawione jest na rys. 2.



Rys. 2. Powietrzna turbina modelowa TM1 oraz profile kierownicze i wirnikowe

Uszczelnienie nadbandażowe składa się z dwóch grzebli uszczelniających umieszczonych w korpusie nad bandażem i dwóch grzebli uszczelniających wytoczonych na bandażu. Do płyty fundamentowej przykręcone jest zawieszenie tarczy kierowniczej, którego konstrukcja pozwala na dokładne przemieszczanie tarczy w kierunku poziomym i pionowym oraz obracanie jej wokół osi poziomej prostopadłej do osi wirnika. Opisane ruchy tarczy kierowniczej można realizować podczas pracy turbiny. W ten sposób modeluje się zmianę mimośrodowego położenia osi wirnika względem osi korpusu, zmianę luzu osiowego pomiędzy tarczą kierowniczą a wirnikową oraz skośne ustawienie osi wirnika względem osi korpusu, rys.3. Badania można przeprowadzać przy różnej częstotliwości obrotów wirnika i różnej mocy turbiny.



Rys. 3. Zmiany położenia wirnika względem korpusu, e - mimośrodek, φ - kąt skośnego przemieszczenia osi wirnika względem osi korpusu, a - zmiana luzu osiowego

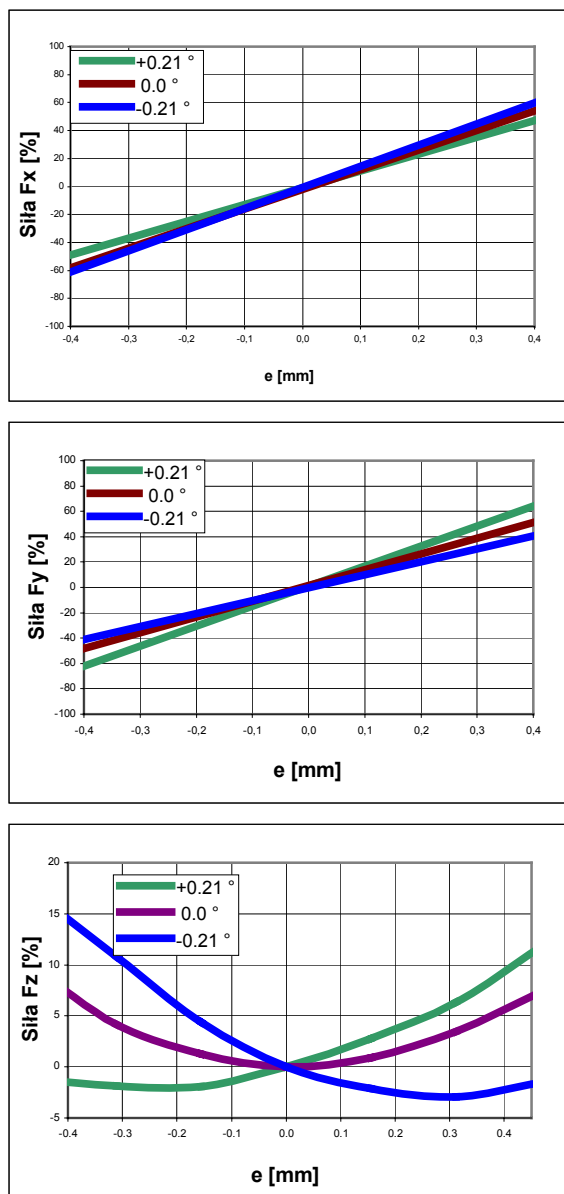
2.2. Układ pomiarowy

Metoda pomiaru rozkładu ciśnienia w szczelinie nadbandażowej polega na pobieraniu danych z wielopunktowego komputerowego układu pomiaru ciśnień, który zapewnia precyzyjny pomiar ciśnienia oraz zapisanie wyników w pliku komputerowym. Mierzone ciśnienie działa na zasilany stałym napięciem półprzewodnikowy przetwornik ciśnienia, który zamienia nadciśnienie w uszczelnieniu na sygnał elektryczny. Sygnał prądowy zostaje zamieniony na sygnał napięciowy, rejestrowany przez kartę analogowo-cyfrową umieszczoną w komputerze. Program komputerowy umożliwia pomiary oraz rejestrację napięć pochodzących ze wzmacniaczy przetworników ciśnienia, poddaje je odpowiedniej obróbce cyfrowej i steruje całym systemem pomiarowym. Częstota własna przetwornika ciśnienia wynosi ok. 1kHz, a pomiary ciśnienia są dokonywane co 0,0002s, co jest stosunkowo krótkim czasem w porównaniu z okresem pulsacji wartości mierzonego ciśnienia, który mieścił się w granicach 0,025s-0,1s. Zarejestrowane wartości ciśnienia podlegały filtrowaniu i uśrednieniu czasowemu na drodze cyfrowej. Pomiarów ciśnienia dokonywano co 30° na obwodzie w czterech płaszczyznach usytuowanych wzdłuż osi turbiny. W ten sposób do wyznaczania rozkładu ciśnienia w uszczelnieniu nadbandażowym mierzono ciśnienia w 48 punktach pomiarowych. Przebiegi zmierzonych wartości ciśnienia i przemieszczeń były rejestrowane na komputerowym dysku, przedstawiane w postaci tabel i wykresów oraz zapisywane w postaci plików ASCII w celu dalszej ich obróbki w dowolnym arkuszu kalkulacyjnym. Na stanowisku zapewniona jest możliwość kalibracji układu pomiarowego. W ramach testów stanowiska przeprowadzono szereg badań sprawdzających, w których uzyskano bardzo wysoką powtarzalność pomiarów przy wielokrotnym ich wykonywaniu. Odchylenie standardowe od wielkości średniej dla wszystkich punktów pomiarowych nie przekroczyło 10%.

3. PRZYKŁADOWE WYNIKI POMIARÓW

Pomiaru ciśnienia w szczelinie nadbandażowej, jak to wcześniej stwierdzono, dokonywano w 48 punktach rozłożonych na obwodzie i wzdłuż osi turbiny. Ciągły rozkład ciśnienia wyznaczano stosując metodę funkcji sklepanej (cubic-spline). Korzystając z tak wyznaczonego rozkładu ciśnienia i uwzględniając geometrię bandaża wyznaczono siły ciśnieniowe i momenty od nich pochodzące. Badania przeprowadzono dla różnych wartości takich parametrów, jak mimośrodek przemieszczenia wirnika względem korpusu, luz osiowy, skośne przemieszczenie osi wirnika względem osi korpusu, częstota obrotów wirnika i moc turbiny. Nominalny luz osiowy wynosił 0,5mm i dokonywano jego zmiany w kierunku pionowym Y (rys.3) w zakresie $\pm 0,4$ mm, luz osiowy zwiększano od 2mm do 3mm, a skośne położenie osi wirnika względem osi korpusu zmieniano w zakresie $\varphi=\pm 0,35^\circ$ (rys.3). Uzyskane

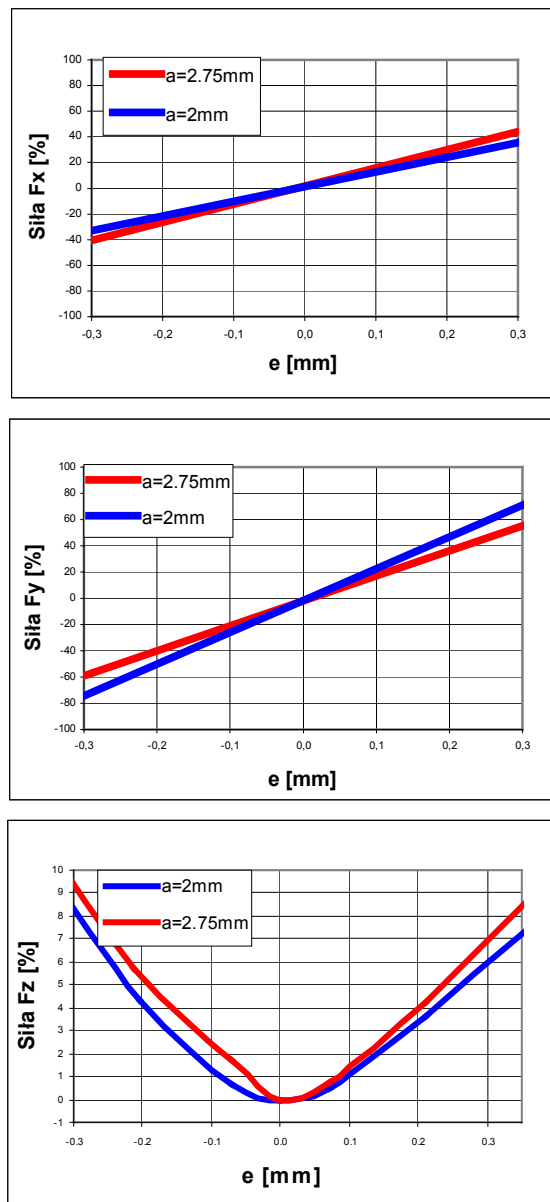
rezultaty wykazały, że największy wpływ na siły i momenty aerodynamiczne generowane w uszczelnieniu ma mimośrodowe przemieszczenie osi wirnika względem osi korpusu, a najmniej wpływa na nie zmiana luzu osiowego (w badanym zakresie zmiany tych parametrów). Takie stwierdzenie uzasadniają przykłady wyników prezentowane na rysunkach 4-7.



Rys. 4. Wykres sumarycznych sił aerodynamicznych F_x , F_y , F_z w funkcji mimośrodowego położenia wirnika względem korpusu e ; przy stałej częstotliwości obrotów $n=5000$ obr/min i przy zmiennym skośnym położeniu φ osi wirnika względem osi korpusu (odniesione do maksymalnej sumarycznej siły wypadkowej, określonej dla $e=+0.45$ mm i $\varphi=+0.21^\circ$)

Na rysunkach 4 i 5 pokazano wpływ mimośrodowego położenia wirnika względem

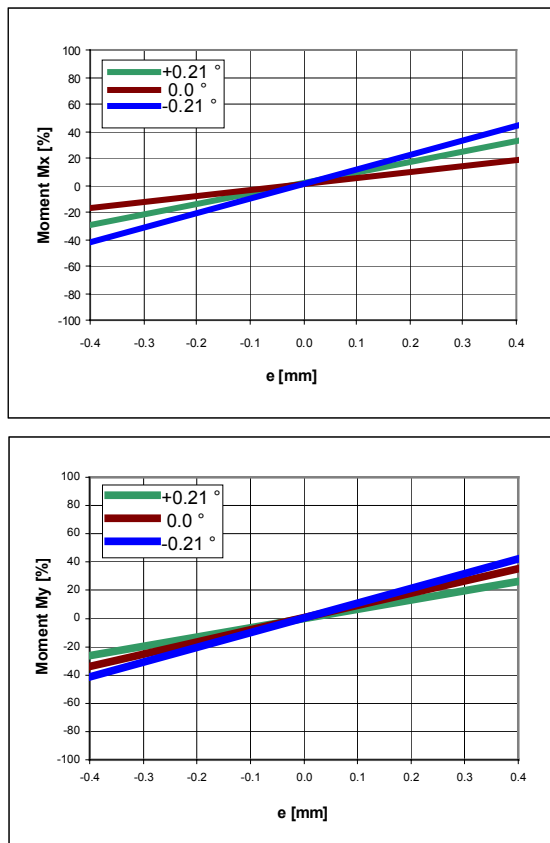
korpusu, luzu osiowego oraz skośnego przemieszczenie osi wirnika względem osi korpusu na składowe F_x , F_y i F_z siły ciśnieniowej generowanej w uszczelnieniu nadbandażowym. Składowe te działają odpowiednio wzdłuż osi X, Y, Z - zgodnie z układem współrzędnych przedstawionym na rys.3. Na rysunkach 6 i 7 zilustrowano wpływ tych samych parametrów na momenty M_x i M_y pochodzące od sił ciśnieniowych, a działające odpowiedni wokół osi X i Y.



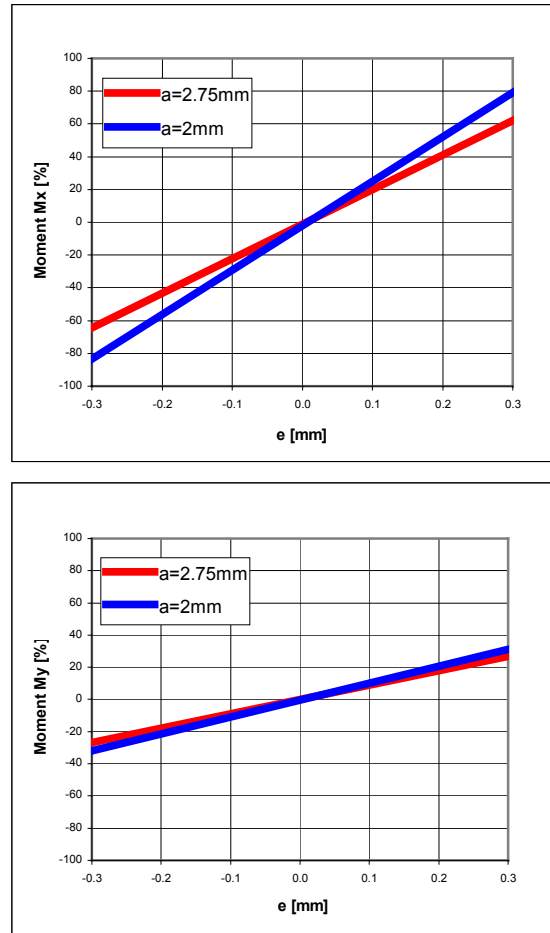
Rys. 5. Wykres sumarycznych sił aerodynamicznych F_x , F_y , F_z w funkcji mimośrodowego położenia wirnika względem korpusu e ; przy stałej częstotliwości obrotów $n=5000$ obr/min i przy zmiennym luzie osiowym a (odniesione do maksymalnej sumarycznej siły wypadkowej, określonej dla $e=-0.35$ mm i $a=2$ mm)

4. WNIOSKI

W bibliografii spotyka się sprzeczne dane na temat wpływu luzu osiowego na wymuszenia aerodynamiczne. Kostiuk (1977, 1992), na podstawie rozwiniętego przez siebie modelu teoretycznego określającego siłę wieńcową, doszedł do wniosku, że siła ta zależy od stosunku luzów promieniowego i osiowego, a nie od ich wielkości bezwzględnych. Przeprowadzone badania wykazały, że w przypadku labiryntowego, promieniowego uszczelnienia nadbandażowego decydujący wpływ na rozkład oraz wartości generowanych sił i momentów aerodynamicznych ma zmiana luzu promieniowego i skośne przemieszczenie osi wirnika względem osi korpusu, a zmiana luzu osiowego odgrywa znacznie mniejszą rolę. Zdecydowano się przeprowadzić bardziej szczegółowe badania wpływu ekscentrycznego położenia osi wirnika na rozkład ciśnienia w szczelinie nadbandażowej oraz na wartości sił i momentów aerodynamicznych przez to powstających. Rezultaty tych badań przedstawiono odpowiednio w II i III części pracy.



Rys. 6. Sumaryczne momenty aerodynamiczne M_x , M_y w funkcji mimośrodowości wirnika e dla różnych skośnych położenia φ osi wirnika względem osi korpusu przy stałej częstotliwości obrotów $n=5000$ obr/min (odniesione do maksymalnego momentu sumarycznego M_x , określonego dla $e=+0.45$ mm i $\varphi=+0.21^\circ$)



Rys. 7. Wykres sumarycznych momentów aerodynamicznych M_x , M_y w funkcji mimośrodowego położenia wirnika względem korpusu e ; przy stałej częstotliwości obrotów $n=5000$ obr/min i przy zmiennym luzie osiowym a (odniesione do maksymalnego momentu sumarycznego M_x , określonego dla $e=-0.35$ mm i $a=2$ mm)

5. LITERATURA

- [1] Jung J. „Badanie wpływu niestacjonarności przepływu na siły wymuszające drgania w turbinach. Wyniki wstępnych badań dotyczących weryfikacji konstrukcji turbiny modelowej i metod pomiarowych” Prace Badawcze Instytutu Okrętowego MR 423, Gdańsk, 1980.
- [2] Koronowicz J., Jaworek A., Krupa A. „Teoretyczne i doświadczalne badania uszczelnień nadbandażowych stopnia turbinowego pod kątem podwyższenia sprawności i stabilności pracy turbiny.” Eksperymentalne badania sił aerodynamicznych w uszczelnieniach nadbandażowych stopnia turbinowego. Prace badawcze 32/97, Gdańsk 1997.

- [3] Kosowski K., Piwowarski M. „Teoretyczne i doświadczalne badania uszczelnień nadbandażowych stopnia turbinowego pod kątem podwyższenia sprawności i stabilności pracy turbiny.” Stoisko doświadczalne do badania rozkładu ciśnień w uszczelnieniu nadbandażowym stopnia turbinowego. Prace badawcze nr 14/00, Gdańsk 2000.
- [4] Костюк А. Г. - „Анализ нестационарного течения в камере турбинной ступени при прецессии ротора” Теплоэнергетика № 7 1997.
- [5] Костюк А. Г. - „Экспериментальное исследование аэродинамических венцовых сил в турбинной ступени и обоснование метода их расчета” Теплоэнергетика № 3 1992.
- [6] Kozubowski R. „Doświadczenia z powietrzną turbiną modelową” Wydawnictwo IMP PAN, Zeszyt 11-12, Gdańsk, 1962
- [7] Perycz S., Puhaczewski Z., Foltman J. „Siły poprzeczne w stopniu turbiny jako dynamiczne wymuszenia drgań w wirnika. Przebudowa układu napędowego zasilającego prądem stałym silnik do napędu dmuchawy; projekt usprawnienia stanowiska turbiny modelowej w celu zwiększenia dokładności i wiarygodności pomiarów” Prace Badawcze Instytutu Okrętowego nr 359/87, Gdańsk, 1987.



Krzysztof Kosowski zatrudniony jest na stanowisku profesora nadzwyczajnego w Katedrze Automatyki Okrętowej i Napędów Turbinowych Wydziału Oceanotechniki i Okrętownictwa Politechniki Gdańskiej. Prowadzi wykłady z maszyn wirnikowych, z siłowni cieplnych, z teorii i projektowania turbin parowych oraz gazowych. W pracy badawczej zajmuje się obecnie zastosowaniem metod obliczeniowych trójwymiarowego przepływu do optymalnego projektowania turbin cieplnych, aerodynamicznymi wymuszeniami powodującymi drgania samowzbudne wirników turbinowych oraz metodami aktywnego sterowania drganiami wirników.



Marian Piwowarski zatrudniony jest na stanowisku asystenta w Katedrze Automatyki Okrętowej i Napędów Turbinowych Wydziału Oceanotechniki i Okrętownictwa Politechniki Gdańskiej. Prowadzi ćwiczenia i laboratorium z maszyn wirnikowych, z siłowni cieplnych, z teorii, konstrukcji i projektowania turbin parowych oraz gazowych. W pracy badawczej zajmuje się dynamiką wirników turbinowych.

WPLYW MIMOŚRODOWEGO PRZEMIESZCZENIA WAŁU WZGLĘDEM KORPUSU NA WYMUSZENIA AERODYNAMICZNE GENEROWANE W USZCZELNIENIU NADBANDAŻOWYM WIRNIKA TURBINOWEGO CZĘŚĆ II: POLE CIŚNIENIA

Krzysztof KOSOWSKI i Marian PIWOWARSKI

POLITECHNIKA GDAŃSKA
WYDZIAŁ OCEANOTECHNIKI I OKRĘTOWNICTWA
Katedra Automatyki Okrętowej i Napędów Turbinowych
ul G. Narutowicza 11/12, 80-952 Gdańsk
Tel: (+58) 347 19 16, (+58) 347 22 35, Fax: (+58) 341 47 12
email: kosowski@pg.gda.pl, piwom@pg.gda.pl

Streszczenie

Zagadnienia poruszone w pracy dotyczą badań eksperymentalnych wymuszeń aerodynamicznych generowanych w uszczelnieniach nadbandażowych stopni turbinowych. W pierwszej części referatu opisano stanowisko doświadczalne, a w drugiej przedstawiono pomierzone rozkłady ciśnień w uszczelnieniu nadbandażowym stopnia turbiny modelowej. Badania przeprowadzono dla różnego mimośrodowego przemieszczenia osi wirnika względem osi korpusu. Zaobserwowano pulsacyjny charakter przepływu w szczelinie nadbandażowej oraz bardzo wyraźny wpływ ekscentryczności wirnika na wartość i rozkład ciśnienia statycznego nad bandażem łopatk wirnikowej.

Słowa kluczowe: dynamika wirników, drgania samowzbudne.

THE INFLUENCE OF ROTOR SPEED ON THE AERODYNAMIC FORCES GENERATED IN THE SHROUD CLEARANCE OF A TURBINE STAGE PART II: PRESSURE DISTRIBUTION

Summary

The experimental investigations into the pressure field in the shroud clearance were performed on a one-stage air model turbine of impulse type. The changes of the pressure distribution were investigated as a function of rotor eccentricity. The pressure is not stationary but it pulsates. The results show the influence of the rotor-stator eccentricity on the pressure distribution in the shroud clearance.

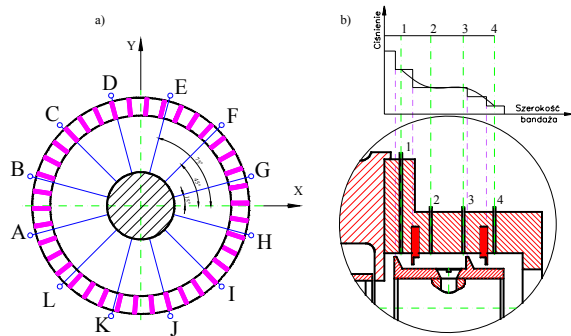
Keywords: rotor dynamics, self-excited vibrations.

1. WPROWADZENIE

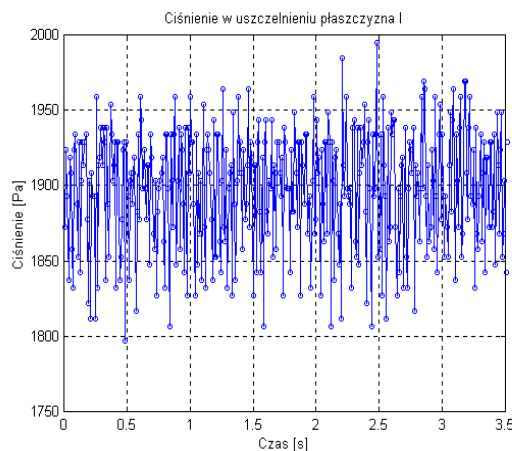
Opis turbiny modelowej i układu pomiarowego podano w I części pracy. Na rysunku 1 przedstawiono uszczelnienie nadbandażowe oraz rozmieszczenie punktów pomiarowych, w których mierzono ciśnienie powietrza. Pomiarów ciśnienia dokonywano co 30° na obwodzie i odpowiednie usytuowanie sond ciśnienia oznaczono A, B, C, D, E, F, G, H, J, K, L, M (rys.1a). Dla tak wyodrębnionych położenia dokonywano pomiarów również w czterech płaszczyznach usytuowanych wzdłuż osi turbiny zgodnie z rys.1b. Numer płaszczyzny zapisany jest jako indeks przy literze określającej położenie katowe odpowiednio 1, 2, 3, 4. W ten sposób do wyznaczania rozkładu ciśnienia w uszczelnieniu nadbandażowym mierzono

ciśnienia w 48 punktach pomiarowych oznaczonych odpowiednio A1, A2, A3, A4, B1, B2, B3, B4,... M1, M2, M3, M4.

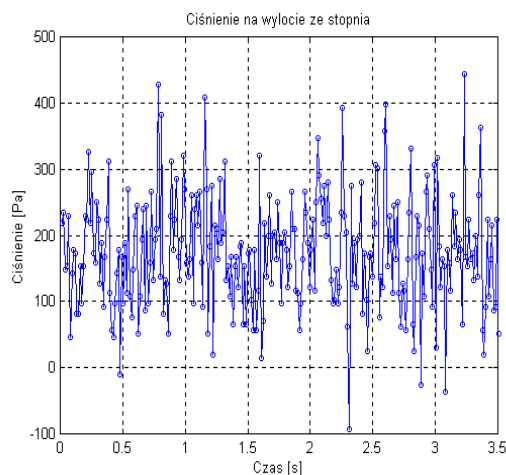
Podczas doświadczeń zaobserwowano, że ciśnienie powietrza w uszczelnieniu nadbandażowym podlega pulsacyjnym zmianom. Przykładowe pulsacje ciśnienia dla jednego z punktów pomiarowych (C₁, p. rys. 1) przedstawiono na rysunku 2. Dla porównania na rysunku 3 pokazano pulsacje ciśnienia zmierzone sondą umieszczoną na wylocie ze stopnia na średniej średnicy palisady wirnikowej. Przeprowadzone badania na turbinie modelowej wykazały, że pulsacyjne pola prędkości występują zarówno w głównym przepływie przez układ łopatkowy stopnia, jak i obserwowane są w uszczelnieniu nadbandażowym.



Rys. 1. Miejsca usytuowania punktów pomiarowych w poszczególnych płaszczyznach pomiarowych



Rys. 2. Przykład pulsacyjnych zmian ciśnienia w uszczelnieniu nadbandażowym (punkt C₁) turbiny modelowej



Rys. 3. Przykład pulsacyjnych zmian ciśnienia na wylocie ze stopnia turbiny modelowej

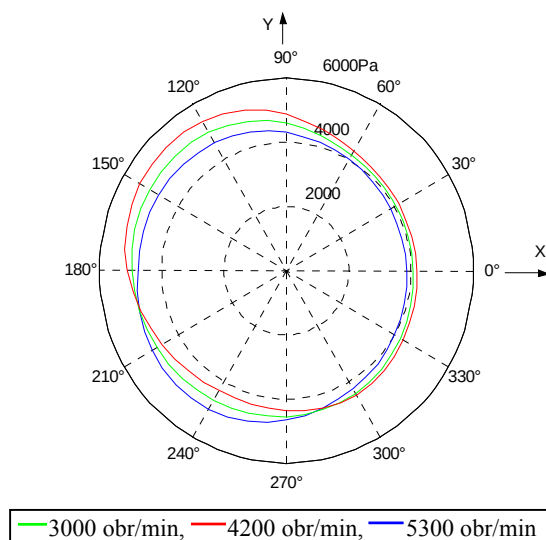
Zagadnieniom niejednorodności i niestacjonarności parametrów charakteryzujących przepływ w uszczelnieniu łopatek wirnikowych poświęca się ostatnio szczególną uwagę. Teoretyczne

i eksperymentalne badania tego typu przepływu przeprowadzili Xiao et al (2001), McCarter et al (2001), Pfau et al (2001), Wallis et al (2001), Graf et al (1998).

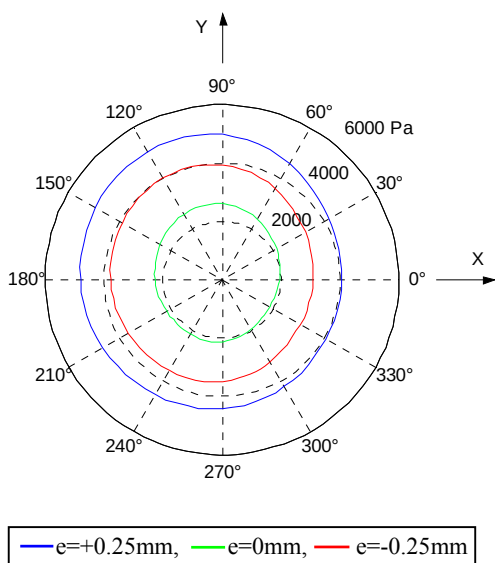
Można stwierdzić, że pulsacyjny charakter pola ciśnień w części przepływowej turbiny modelowej jest generowany przez sprężarkę (por. Gizzi et al (1999)). Jednakże wpływ na niego ma także stopień turbinowy, jego geometria, częstość obrotów wirnika turbinowego i zjawiska zachodzące w kanałach przepływowych. Jest to charakterystyczne dla natury rozchodzenia się zaburzeń, które to zaburzenia w przepływie poddźwiękowym rozchodzą się zgodnie i przeciwnie do kierunku przepływu. Zatem za pulsacyjny charakter pola ciśnień przed kierownicą stopnia jest w pewnej mierze odpowiedzialny i sam stopień turbinowy. Zarejestrowane wartości ciśnienia podlegały filtrowaniu i uśrednieniu czasowemu na drodze cyfrowej. Na następnych rysunkach przedstawiane są średnie wartości ciśnienia określone dla 30 sekund pomiarów, co jest czasem wystarczająco dużym w porównaniu z okresem pulsacji zawierającym się w zakresie 0,025s-0,1s.

2. PRZYKŁADY ROZKŁADU CIŚNIENIA W USZCZELNIENIU

Przy współcentrycznym ustawieniu tarczy kierowniczej względem tarczy wirnikowej luz promieniowy nominalny wynosił $S_r = 0.5\text{mm}$, natomiast luz osiowy nie ulegał zmianie i był równy $a = 2\text{mm}$. Parametry powietrza dolotowego do turbiny utrzymywano na stałym poziomie i wynosiły odpowiednio: nadciśnienie powietrza na wlocie do turbiny $p_0 = 148\text{ kPa}$, temperatura powietrza na wlocie do turbiny $t_0 = 44\text{ }^\circ\text{C}$, częstość obrotów wirnika $n = 5300\text{ obr/min}$, strumień masy powietrza na wlocie do turbiny $m = 0.63\text{ kg/s}$, moc teoretyczna turbiny $N = 20.8\text{ kW}$. Przy współcentrycznym ustawieniu tarczy kierowniczej względem tarczy wirnikowej oraz po ustaleniu się warunków termicznych turbiny przystępowano do pomiarów rozkładu ciśnień w uszczelnieniu nadbandażowym stopnia. Następnie zmieniano wielkość luzu promieniowego na obwodzie, poprzez przemieszczenie korpusu względem wirnika w kierunku pionowym od -0.25mm do $+0.25\text{mm}$. Identyczne pomiary przeprowadzono przy częstościach obrotowych $n = 4200\text{ obr/min}$ oraz $n = 3000\text{ obr/min}$. Zmianę częstości obrotowej turbiny uzyskiwano poprzez zmianę obciążenia hamulcem hydrauliczno-ciernym. Na rysunkach 4 i 5 przedstawiono rozkład ciśnienia w uszczelnieniu nadbandażowym w pierwszej płaszczyźnie pomiarowej (wlot do szczeliny nadbandażowej, rys.1b) Rysunek 4 obrazuje wpływ częstości obrotowej na rozkład ciśnień w uszczelnieniu nadbandażowym stopnia turbinowego przy zmianie obciążenia hamulcem oraz przy centrycznym ustawieniu wirnika względem korpusu.



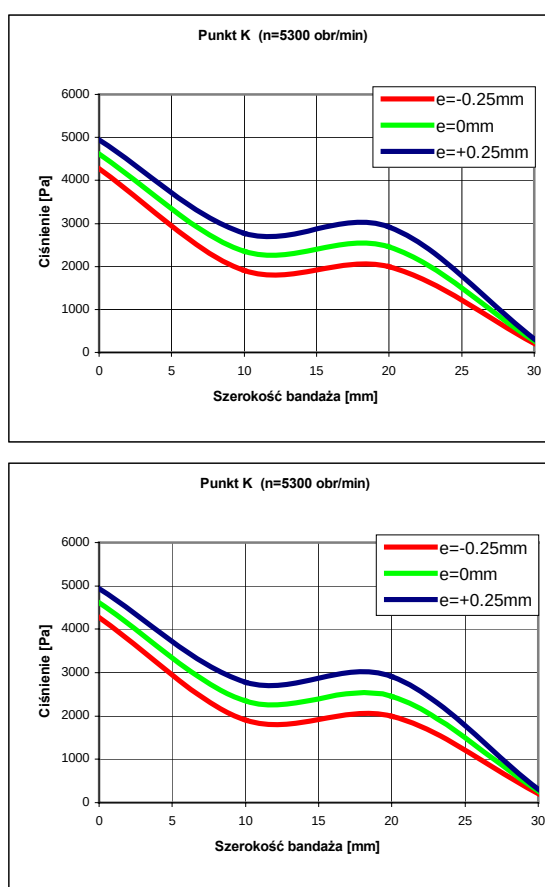
Rys. 4. Rozkład ciśnienia w uszczelnieniu nadbandażowym dla centrycznego ustawienia tarczy wirnikowej względem korpusu w I płaszczyźnie pomiarowej (p. rys. 1b)



Rys. 5. Rozkład ciśnienia w uszczelnieniu nadbandażowym w I płaszczyźnie dla $n=5300$ obr/min

Rysunek 5 pokazuje, że zmiana promieniowego przemieszczenia wirnika względem korpusu powoduje zmianę ciśnienia w zależności od wielkości szczeliny w uszczelnieniu nadbandażowym. Tam gdzie szczelina jest mniejsza, tam wartość ciśnienia jest większa i odwrotnie. Jest to zgodne z teorią przepływu czynnika (efekt Łomakina - wg Pollmana, Schwedtfegera i Termuehlana (1978)). Na rysunku 5 widać bardzo wyraźny wpływ zmiany mimośrodowego położenia wirnika względem korpusu na rozkład ciśnienia na obwodzie uszczelnienia nadbandażowego.

Z kolei na rysunku 6 przedstawiono wpływ mimośrodowego położenia tarczy wirnikowej względem kierowniczej na rozkład ciśnień w uszczelnieniu nadbandażowym wzdłuż szerokości bandaży przy stałej częstotliwości obrotów wirnika. Wybrano dwa przeciwległe położenia K oraz E przekrojów szczeliny na obwodzie bandaży. Przy zmianie mimośrodowego położenia wirnika względem korpusu najwyraźniejsze zmiany ciśnienia występują w części środkowej szerokości bandaży. Należy zaznaczyć, że jest to wniosek słuszny dla badanego typu bandaży (z 2 ząbkami tworzącymi szczeliny promieniowe). Daje się zauważyć też symetrię w zmianie rozkładu ciśnienia przy zmianie znaku mimośrodowości dla przeciwnych przekrojów szczeliny. Widoczne jest to również na rysunkach 7 i 8.

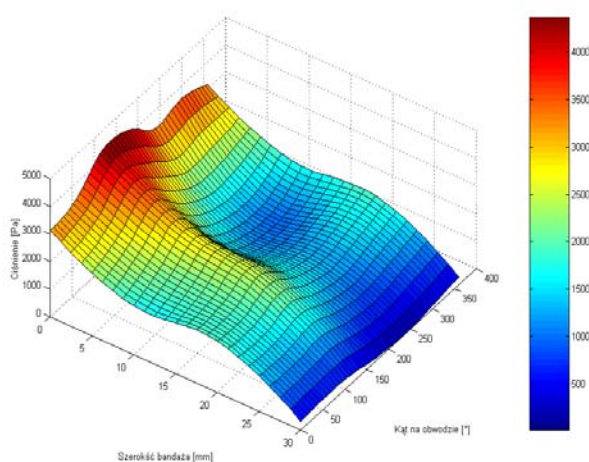


Rys. 6. Wpływ zmiany mimośrodowego położenia tarczy kierowniczej względem wirnikowej na ciśnienia wzdłuż szerokości bandaży w przeciwnych punktach K oraz E

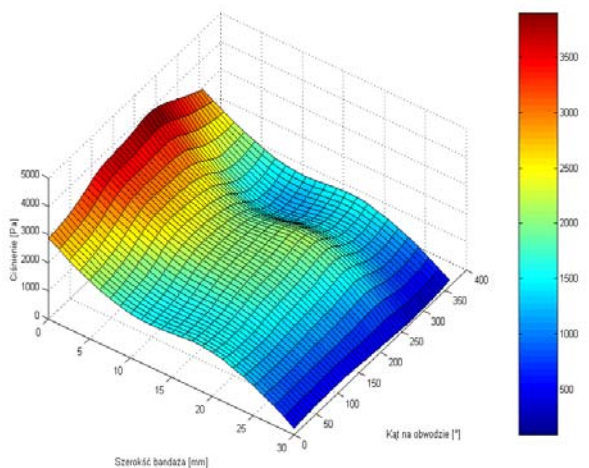
Rysunek 7 prezentuje przestrzenny rozkład ciśnień w uszczelnieniu nadbandażowym stopnia turbiny modelowej dla skrajnych mimośrodowych położań tarczy wirnikowej względem kierowniczej przy zachowaniu stałej częstotliwości obrotów wirnika. Zmiana mimośrodowego położenia tarczy kierowniczej względem wirnikowej, a co za tym idzie zmiana wielkości szczeliny powoduje wyraźną zmianę wartości ciśnień w uszczelnieniu. Zauważa się

przesunięcie o 180° obszaru o wysokim ciśnieniu wraz ze zmianą znaku wartości przemieszczenia mimośrodowego wirnika względem korpusu w kierunku pionowym. Również na rysunku 8 wyraźnie widać, że zmiana kierunku mimośrodowego przemieszczenia wirnika względem korpusu (zmiana znaku mimośrodu e) prowadzi do zmiany rozkładu ciśnień zarówno wzdłuż szerokości bandaży jak i w kierunku obwodowym. Obszar maksymalnych wartości ciśnienia przemieszcza się o około 180° przy zmianie znaku mimośrodu na przeciwny.

a)



b)

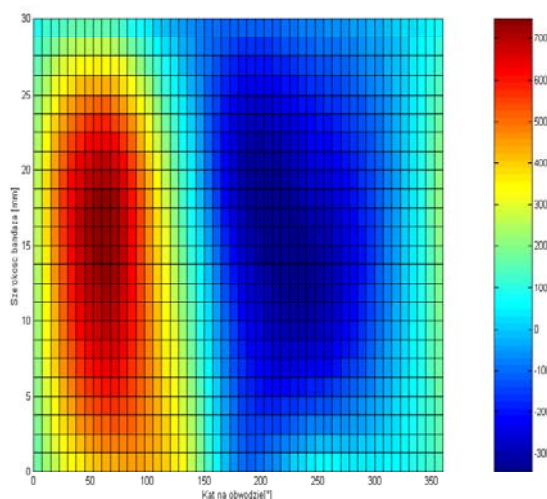


Rys. 7. Przestrzenny rozkład ciśnienia w uszczelnieniu nadbandażowym dla częstotliwości obrotów $n = 4200$ obr/min oraz mimośrodu ustawienia korpusu względem wirnika $e = -0.25$ mm (a) oraz $e = +0.25$ mm (b)

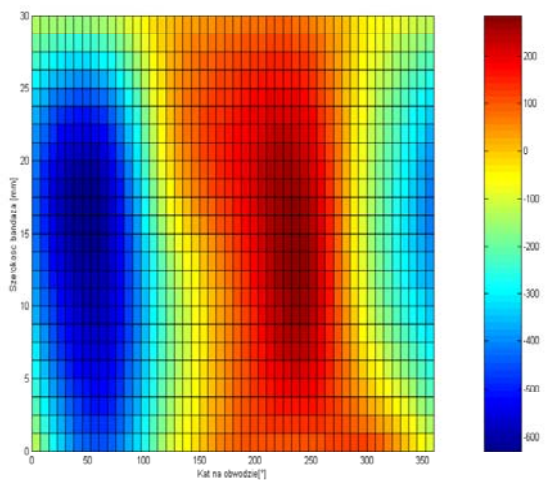
Przeprowadzone badania pozwalają na stwierdzić, że mimośrodowe przemieszczenie wirnika względem korpusu pociąga za sobą zmianę

wartości ciśnienia w szczelinie nadbandażowej oraz jego rozkład. Powoduje wyraźne przemieszczanie się obszarów wysokiego i niskiego ciśnienia po obwodzie uszczelnienia. Zmiana mimośrodu położenia wirnika wpływa na rozkład i wartości ciśnienia na bandażem łopatek znacznie silniej niż zmiana skośnego położenia osi wirnika względem osi korpusu, czy zmiana luzu osiowego.

a)



b)



Rys. 8. Zmiana rozkładu ciśnienia w uszczelnieniu nadbandażowym dla dwu przeciwnych mimośradowych ustawień wirnika względem korpusu $e = +0.35$ mm (a) oraz $e = -0.35$ mm (b)

Doświadczalnie wyznaczone rozkłady ciśnienia w szczelinie nadbandażowej posłużyły do określenia wypadkowych sił ciśnieniowych i wywoływanych przez nie momentów, które stanowią składową wymuszeń aerodynamicznych działających na wirnik turbiny. Zagadnienie to przedstawione jest w III części referatu.

3. LITERATURA

- [1] Gizzi W. P., Roduner C., Stahlecker D., Köppel P., Gyarmathy G. „*Time-resolved measurements with fast-response probes and laser Doppler velocimetry at the impeller exit of a centrifugal compressor: a comparison of two measurement techniques*” Proc. Instn. Mech. Engrs. Vol 213 Part A, Paper A04499 ©ImechE 1999.
- [2] Graf M. B., Wong T. S., Greitzer E. M., Marble F. E., Tan S. C., Shin H. W., Wisler D. C. „*Effects of Nonaxisymmetric Tip Clearance on Axial Compressor Performance and Stability*” Transactions of the ASME Journal of Turbomachinery, October 1998.
- [3] McCarter A. A., Xiao Xinwen, Lakshminarayana B. „*Tip Clearance Effects in a Turbine Rotor: Part II-Velocity Field and Flow Physics*” Transactions of the ASME Journal of Turbomachinery, April 2001, Vol. 123.
- [4] Pfau A., Treiber M., Sell M., Gyarmathy G. „*Flow Interaction from Cavity of an Axial Turbine Blade Row Labyrinth Seal*” Transactions of the ASME Journal of Turbomachinery, April 2001, Vol. 123.
- [5] Pollman E., Schwedtfeger H., Termuehlen H. „*Flow Excited Vibrations in High-Pressure Turbines (Steam Whirl)*” Transaction of the ASME Journal of Engineering for Power, April 1978.
- [6] Wallis A. M., Denton J. D., Demargene A. A. J. „*The Control of Shroud Leakage Flows to Reduce Aerodynamic Losses in a Low Aspects Ratio Shrouded Axial Flow Turbine*” Transactions of the ASME Journal of Turbomachinery, April 2001, Vol. 123.
- [7] Xiao Xinwen, McCarter A. A., Lakshminarayana B. „*Tip Clearance Effects in a Turbine Rotor: Part I-Pressure Field and Loss*” Transactions of the ASME Journal of Turbomachinery, April 2001, Vol. 123.

WPŁYW MIMOŚRODOWEGO PRZEMIESZCZENIA WAŁU WZGLĘDEM KORPUSU NA WYMUSZENIA AERODYNAMICZNE GENEROWANE W USZCZELNIENIU NADBANDAŻOWYM WIRNIKA TURBINOWEGO CZĘŚĆ III: SIŁY I MOMENTY

Krzysztof KOSOWSKI i Marian PIWOWARSKI

POLITECHNIKA GDAŃSKA
 WYDZIAŁ OCEANOTECHNIKI I OKRĘTOWNICTWA
 Katedra Automatyki Okrętowej i Napędów Turbinowych
 ul G. Narutowicza 11/12, 80-952 Gdańsk
 Tel: (+58) 347 19 16, (+58) 347 22 35, Fax: (+58) 341 47 12
 email: kosowski@pg.gda.pl, piwom@pg.gda.pl

Streszczenie

Zagadnienia poruszone w pracy dotyczą badań eksperymentalnych wymuszeń aerodynamicznych generowanych w uszczelnieniach nadbandażowych stopni turbinowych. W pierwszej części referatu opisano stanowisko doświadczalne, a w drugiej przedstawiono pomierzone rozkłady ciśnień w uszczelnieniu nadbandażowym stopnia turbiny modelowej. W części III przedstawiono zagadnienie wpływu mimośrodowego przemieszczenia osi wirnika względem osi korpusu na siły ciśnieniowe i pochodzące od nich momenty, które działają na wirnik turbinowy i mogą prowadzić o drgań samowzbudnych typu aerodynamicznego.

Słowa kluczowe: dynamika wirników, drgania samowzbudne

THE INFLUENCE OF ROTOR SPEED ON THE AERODYNAMIC FORCES GENERATED IN THE SHROUD CLEARANCE OF A TURBINE STAGE PART III: AERODYNAMIC FORCES AND MOMENTS

Summary

The experimental investigations into the forces and moments generated in the shroud clearance were performed on a one-stage air model turbine of impulse type. Basing on the pressure distribution, the aerodynamic forces and moments were calculated as a function the rotor eccentricity. The results show the influence of the rotor-stator eccentricity on the aerodynamic forces and moments generated in shroud clearances. Although the axial component of the pressure force is relatively low, the moments exerted by this force should be take into account when total aerodynamic moments are determined.

Keywords: rotor dynamics, self-excited vibrations

1. WPROWADZENIE

Mimośrodowe położenie korpusu względem wirnika zmienia wielkość szczeliny w uszczelnieniu stopnia, co wpływa na parametry przepływu w uszczelnieniu, w tym na rozkład ciśnienia. Niesymetryczny rozkład ciśnienia w szczelinie między korpusem i bandażem palisady wirnikowej (także w dławnicach) generuje tzw. siły ciśnieniowe. Siły te oraz momenty nimi spowodowane stanowią składnik wymuszeń aerodynamicznych działających na wirnik turbiny. Siły ciśnieniowe, zależne od rozkładu ciśnień w szczelinie nadbandażowej, mogą być określone wstępnie jako funkcja typu uszczelnienia, wymiarów bandaża, osiowych i promieniowych luzów. Ciśnienie w szczelinie działa na całą powierzchnię bandaża zarówno

w kierunku promieniowym, jak i osiowym. Kierunek wypadkowych sił ciśnieniowych zależy od kierunku przemieszczenia wirnika, od prędkości zawirowania strugi czynnika, a także od przepływu przecieków w uszczelnieniu. Zwykle charakterystyki uszczelnienia są określane w formie współczynników dynamicznych uszczelnienia i mogą być zapisane w formie równania:

$$\begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ M_x \\ M_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} K \\ C \end{bmatrix}^* \begin{bmatrix} X \\ Y \\ \Phi_x \\ \Phi_y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \dot{X} \\ \dot{Y} \\ \dot{\Phi}_x \\ \dot{\Phi}_y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} M \\ C \end{bmatrix}^* \begin{bmatrix} \ddot{X} \\ \ddot{Y} \\ \ddot{\Phi}_x \\ \ddot{\Phi}_y \end{bmatrix} \quad (1)$$

gdzie: X, Y, Φ_x, Φ_y - przemieszczenia oraz kąty skośnego ustawienia osi wirnika względem osi korpusu w kierunku poziomym i pionowym,

F_x , F_y , M_y , M_x – odpowiednio składowe siły i momenty aerodynamicznych,
 M , C oraz K – macierze zwane odpowiednio macierzami współczynników „inercji”, „tłumienia” oraz „sztywności”.

Takie podejście między innymi prezentują Childs (1983), Dietzen and Nordmann (1987), Childs and Scharrer (1988), Nelson and Nguyen (1988a, 1988b), Baskharone and Hensel (1991), Simon and Ferne (1992), Kanemori and Iwatsubo (1992, 1994), Marguette and Childs (1996), Marguette et al (1997), Darden et al (1999).

Znając wyznaczony eksperymentalnie rozkład ciśnienia nad bandażem (patrz. II część referatu) oraz geometrię i wymiary bandaża można wyznaczyć siły pochodzące od ciśnienia i poddawać je analizie wpływu poszczególnych parametrów. Siły i momenty przedstawiono w układzie współrzędnych pokazanym na rysunku 1. Wszystkie prezentowane w tej pracy siły, momenty oraz ich składowe odnoszą się do tego układu.

Elementarna siła F_i (Rys.1b) działająca promieniowo na elementarną powierzchnię nie wywołuje momentu względem osi Z, a jej składowa F_{yi} oddziałuje momentem M_{YXi} względem osi X, a składowa F_{xi} powoduje moment M_{Xyi} względem osi Y:

$$M_{YXi} = F_{yi} \cdot z \quad (2)$$

$$M_{Xyi} = F_{xi} \cdot z \quad (3)$$

Maksymalna długość ramienia z jest równa połowie szerokości bandaża.

Elementarna siła F_{zi} (Rys.1c) działa w kierunku osiowym i generuje moment M_{ZXi} względem osi X i moment M_{Zyi} względem osi Y:

$$M_{ZXi} = F_{zi} \cdot r \cdot \sin\beta \quad (4)$$

$$M_{Zyi} = F_{zi} \cdot r \cdot \cos\beta \quad (5)$$

Maksymalna długość ramienia jest w tym przypadku równa promieniowi bandaża.

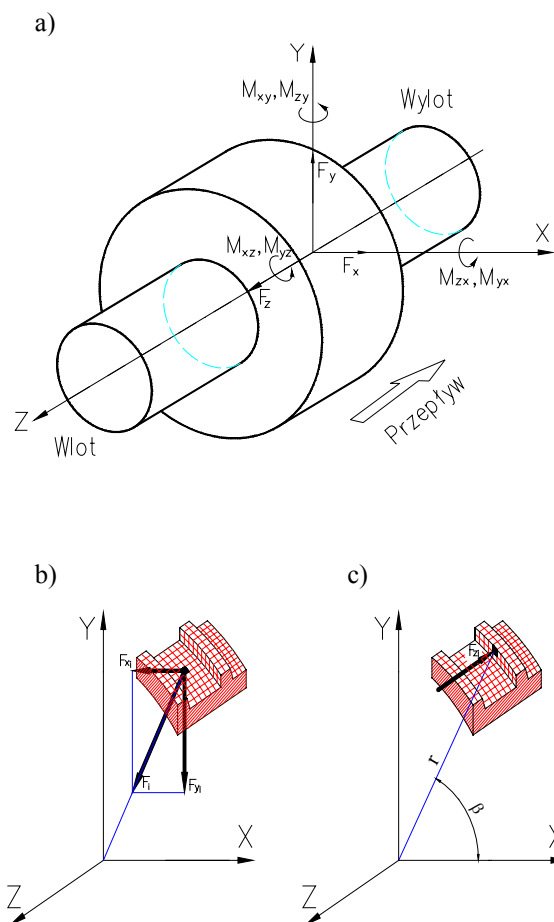
Wypadkowy moment względem osi X jest równy sumie momentów względem osi X pochodzących od elementarnych sił F_{yi} i F_{zi} :

$$M_X = \sum M_{YXi} + \sum M_{ZXi} \quad (6)$$

Wypadkowy moment względem osi Y jest równy sumie momentów względem osi Y pochodzących od elementarnych sił F_{xi} i F_{zi} :

$$M_Y = \sum M_{Xyi} + \sum M_{Zyi} \quad (7)$$

Sumaryczne siły działające w kierunkach X, Y, oznaczono odpowiednio przez F_x , F_y i F_z . Przedstawione w tej pracy siły i momenty zostały wyznaczone w oparciu o uśrednione czasowo rozkłady ciśnienia w szczelinie nadbandażowej.



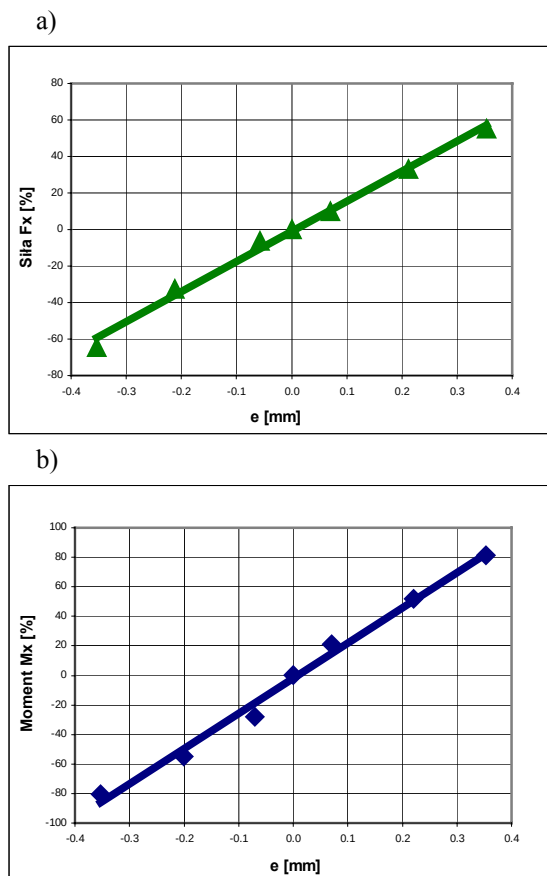
Rys.1. Układ współrzędnych do wyznaczania sił i momentów

2. WPŁYW MIMOŚRODOWOŚCI NA SIŁY CIŚNIENIOWE I MOMENTY

Przedstawione na rysunkach w tej części pracy składowe F_x , F_y , F_z siły ciśnieniowej F odniesiono do maksymalnej sumarycznej siły wypadkowej określanej wzorem:

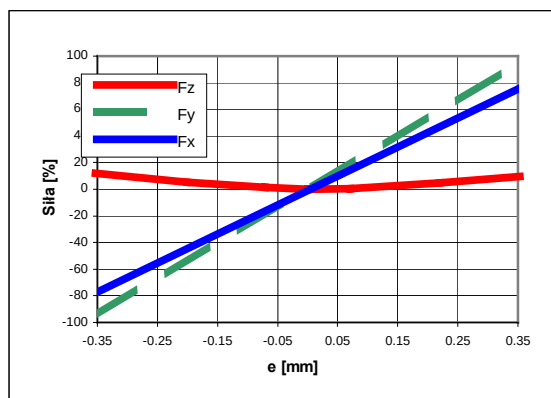
$$F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2 + F_z^2} \quad (8)$$

Natomiast momenty M_x , oraz M_y odniesione zostały do maksymalnego momentu spośród całego zakresu pomiarowego w danej serii. Z kolei momenty M_{zx} , M_{zy} określają udział momentów od siły F_z w sumarycznym momencie odpowiednio względem osi X i Y. Przykład sił i momentów w funkcji mimośrodowego ustawienia wirnika względem korpusu (obliczonych na podstawie rozkładów ciśnień w uszczelnieniu) jest zaprezentowany na rysunku 2. Różnica między wartością obliczoną a wartością określoną linią trendu nie przekracza 10% w całym zakresie badań. Dla przejrzystości rysunków pominięto punkty na dalszych wykresach zaprezentowanych w pracy, a przedstawiono linie trendu.



Rys. 2. Przykładowy rozkład punktów wokół linii dla sił aerodynamicznych (a) oraz dla momentów aerodynamicznych (b) ($n=4200\text{obr/min}$, $m=0,43\text{kg/s}$)

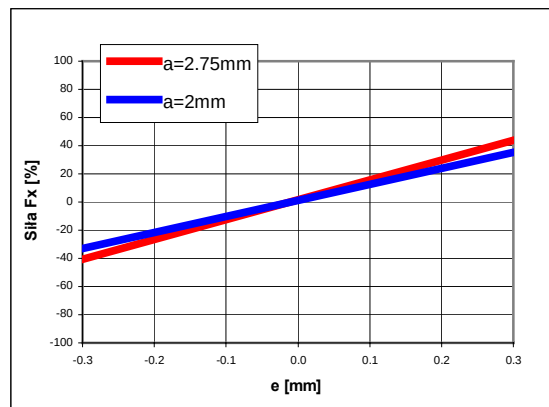
Zamieszczone poniżej wykresy odpowiadają parametrom pracy turbiny przytoczonym w II części referatu: częstość obrotów wirnika $n = 5300\text{ obr/min}$, strumień masy powietrza na wlocie do turbiny $m = 0.63\text{ kg/s}$, moc teoretyczna turbiny $N=20,8\text{kW}$.



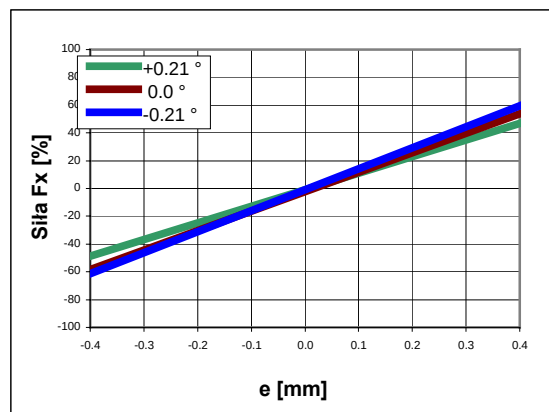
Rys. 3. Wykres sumarycznych sił aerodynamicznych F_x , F_y , F_z w funkcji mimośrodowego położenia wirnika względem korpusu e (siły odniesione do

maksymalnej sumarycznej siły wypadkowej, określonej dla $e=-0.35\text{mm}$ i $n=5300\text{obr/min}$)

Na rys.3 przedstawiono wpływ mimośrodowego położenia wirnika względem korpusu na wartości sumarycznych sił aerodynamicznych F_x , F_y , F_z . Dla porównania na rysunkach 4 i 5 pokazano, oprócz wpływu mimośradowości, także wpływ luzu osiowego i skośnego położenia osi wirnika względem osi korpusu na sumaryczną składową F_x .



Rys. 4. Sumaryczna siła aerodynamiczna F_x w funkcji mimośrodowego położenia wirnika względem korpusu e oraz przy stałej częstości obrotowej $n=5300\text{obr/min}$ i przy różnym luzie osiowym a (odniesiona do maksymalnej sumarycznej siły wypadkowej, określonej dla $e=-0.35\text{mm}$ i $a=2\text{mm}$)

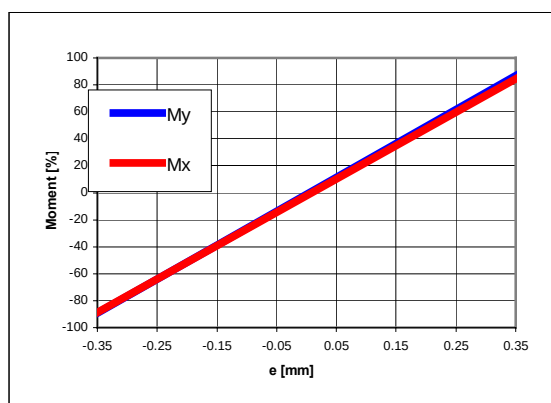


Rys. 5. Sumarycznych sił aerodynamicznych F_x w funkcji mimośrodowego położenia wirnika względem korpusu e dla różnego skośnego położenia ϕ osi wirnika względem osi korpusu przy stałej częstości obrotowej $n=5300\text{obr/min}$ (odniesiona do maksymalnej sumarycznej siły wypadkowej, określonej dla $e=+0.45\text{mm}$ i $\phi=+0.21^\circ$)

Na podstawie uzyskanych rezultatów można stwierdzić, że największy wpływ na wielkość sił aerodynamicznych ma zmiana mimośrodowego ustawienia wirnika względem korpusu. Zmiana

położenia minimalnej szczeliny między korpusem a wirnikiem o 180° powoduje zmianę kierunku działania sił F_X oraz F_Y . Z kolei zmiana wartości luzu osiowego w niewielkim stopniu wpływa na zmianę sił aerodynamicznych (w badanym przedziale zmiany luzu osiowego przedziale od $a=2\text{ mm}$ do $a=2.75\text{ mm}$). Zmiana skośnego ustawienia wirnika względem korpusu w pewnym stopniu wpływa na wielkość sił F_X oraz F_Y , natomiast wpływa wyraźnie na zmianę kierunku działania siły osiowej F_Z . Składowa osiowa F_Z jest relatywnie mała w porównaniu do składowych F_X oraz F_Y i dlatego zwykle nie jest ujmowana w równaniach współczynników dynamicznych uszczelnienia.

Na rysunkach 6 i 7 zaprezentowane zostały wykresy momentów aerodynamicznych M_X , M_Y , M_{ZX} , M_{ZY} działających na wirnik. Moment M_X jest sumarycznym momentem działającym na wirnik względem osi X pochodzącym od sił F_Y oraz F_Z . Natomiast moment M_Y jest sumą momentów działających na wirnik względem osi Y pochodzących od sił F_X oraz F_Z . Z kolei momenty M_{ZX} , M_{ZY} określają udział momentów od siły F_Z w sumarycznym momencie względem osi X i Y.



Rys. 6. Wykres sumarycznych momentów aerodynamicznych M_X , M_Y w funkcji mimośrodowego położenia wirnika względem korpusu e (odniesione do maksymalnego momentu sumarycznego M_X , określonego dla $e=-0.4\text{mm}$ i $n=5300\text{obr/min}$)

Należy podkreślić fakt liniowej zależności zarówno sił, jak i momentów aerodynamicznych, od mimośrodowego przemieszczenia wirnika względem korpusu. Zgodnie z uzyskanymi wynikami można wysunąć wniosek, że największy wpływ na zmianę momentów aerodynamicznych generowanych w uszczelnieniu nadbandażowym ma zmiana szczeliny na skutek mimośrodowego przemieszczenia wirnika względem korpusu. Pewną rolę odgrywa również zmiana skośnego ustawienia osi wirnika względem osi korpusu, podczas gdy wpływ zmiany luzu osiowego jest bardzo słabo widoczny. O ile w równaniach charakterystyk uszczelnienia można pominąć składową osiową siły

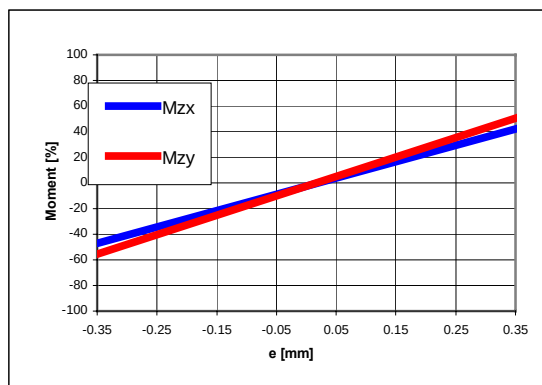
F_Z jako małą w porównaniu ze składowymi F_X oraz F_Y , to momenty od siły F_Z powinny być uwzględniane ze względu na duży ich udział w momencie sumarycznym. Zatem należałoby zmodyfikować charakterystyki uszczelnienia (1) i posługiwać się równaniem uwzględniającym siłę osiową:

$$\begin{bmatrix} F_X \\ F_Y \\ F_Z \\ M_Y \\ M_X \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} K_Z \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} X \\ Y \\ \Phi_Y \\ \Phi_X \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_Z \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} \dot{X} \\ \dot{Y} \\ \dot{\Phi}_Y \\ \dot{\Phi}_X \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} M_Z \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} \ddot{X} \\ \ddot{Y} \\ \ddot{\Phi}_Y \\ \ddot{\Phi}_X \end{bmatrix} \quad (9)$$

lub w przypadku jej pominięcia:

$$\begin{bmatrix} F_X \\ F_Y \\ M_Y \\ M_X \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} K_Z \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} X \\ Y \\ \Phi_Y \\ \Phi_X \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_Z \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} \dot{X} \\ \dot{Y} \\ \dot{\Phi}_Y \\ \dot{\Phi}_X \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} M_Z \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} \ddot{X} \\ \ddot{Y} \\ \ddot{\Phi}_Y \\ \ddot{\Phi}_X \end{bmatrix} \quad (10)$$

gdzie: macierze współczynników M_Z , C_Z oraz K_Z należy uzależnić od składowej osiowej F_Z , która ma znaczny udział w sumarycznych momentach M_X i M_Y .



Rys. 7. Wykres sumarycznych momentów aerodynamicznych M_{ZX} , M_{ZY} w funkcji mimośrodowego położenia wirnika względem korpusu e (odniesione do maksymalnych momentów sumarycznych odpowiednio M_X oraz M_Y , określonych dla $e=-0.4\text{mm}$ i $n=5300\text{obr/min}$)

3. WNIOSKI KOŃCOWE

Przeprowadzone badania wykazały, że:

- 1). W przypadku labiryntowego, promieniowego uszczelnienia nadbandażowego decydujący wpływ na rozkład ciśnień, a przez to na rozkład i wartości generowanych sił aerodynamicznych ma zmiana luzu promieniowego i skośne przemieszczenie osi wirnika względem osi korpusu, a zmiana luzu osiowego odgrywa znacznie mniejszą rolę.
- 2). Występuje znaczny wpływ zmiany mimośrodowego położenia tarczy kierowniczej względem wirnikowej na rozkład i poziom ciśnień

w uszczelnieniu nadbandażowym. Zmiana mimośrodowego położenia tarczy kierowniczej względem wirnikowej pociąga za sobą zmianę geometrii szczeliny nadbandażowej, co powoduje wyraźną zmianę rozkładu i wartości ciśnienia w uszczelnieniu. Wyraźnie widać przemieszczenie o 180° obszaru wysokich ciśnień wraz ze zmianą znaku mimośrodowego przemieszczenia wirnika względem korpusu. Zmiana mimośrodowego ustawienia wirnika względem korpusu wyraźnie wpływa na wartości sił i momentów aerodynamicznych.

3). Stosunkowo mała wartość składowej osiowej siły ciśnieniowej może generować momenty o znacznej wartości w porównaniu z momentami pochodzącymi od pozostałych sił składowych.

Wobec tego stwierdzenia proponuje się zmodyfikowanie metody współczynników dynamicznych dla wyznaczania sił i momentów aerodynamicznych generowanych przez uszczelnienie nadbandażowe, by uwzględnić w macierzach współczynników wpływ składowej siły osiowej na generowane momenty sumaryczne.

4. LITERATURA

- [1] Baskharone E. A., Hensel S. J. „*A Finite-Element Perturbation Approach to Fluid/Rotor Interaction in Turbomachinery Elements. Part 1: Theory*” *Part 2: Application*” Transactions of the ASME Journal of Fluids Engineering September 1991, Vol 113
- [2] Childs D. W. „*Finite-length Solutions for Rotordynamic Coefficients of Turbulent Annular Seals*” Transactions of the ASME Journal of Lubrication Technology July 1983, Vol 105
- [3] Childs D. W., Scharrer J. K. „*Theory Versus Experiment for the Rotordynamic Coefficient of Labyrinth Gas Seals: Part II-A Comparison to Experiment*” Transactions of the ASME Journal of Vibration, Acoustic, Stress, and Reliability in Design July 1988, Vol 110
- [4] Darden M. J., Earhart E. M., Flowers G. T. „*Experimental Rotordynamic Characterization of Annular Seals: Facility and Methodology*” Transactions of the ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, April 1999
- [5] Dietzen F. J., Nordmann R. „*Calculating Rotordynamic Coefficients of Seals by Finite Difference Techniques*” Transactions of the ASME Journal of Turbomachinery July 1987, Vol 109
- [6] Kanemori Y., Iwatsubo T. „*Experimental Study of Dynamic Fluid Forces and Moments for a Long Annular Seal*” Transactions of the ASME Journal of Tribology October 1992, Vol 114
- [7] Kanemori Y., Iwatsubo T. „*Forces and Moments Due to Combined Motion of Conical and Cylindrical Whirls for a Long Seal*” Transactions of the ASME Journal of Tribology July 1994, Vol 116
- [8] Nelson C. C., Nguyen D. T. „*Analysis of Eccentric Annular Seals: Part I-A New Solution Using Fast Fourier Transforms for Determining Hydrodynamic Force*” Transactions of the ASME Journal of Tribology April 1988, Vol 110
- [9] Marquette O. R., Childs D. W. „*An Extended Three - Control - Volume Theory for Circumferentially - Grooved Liquid Seals*” Transactions of the ASME Journal of Tribology April 1996, Vol 118
- [10] Marquette O. R., Childs D. W., San Andres L. „*Eccentricity Effects on the Rotordynamic Coefficients of Plain Annular Seals: Theory Versus Experiment*” Transactions of the ASME Journal of Tribology July 1997, Vol 119
- [11] Nelson C. C., Nguyen D. T. „*Analysis of Eccentric Annular Seals: Part 2-Effects of Eccentricity on Rotordynamic Coefficients*” Transactions of the ASME Journal of Tribology April 1988, Vol 110
- [12] Simon F., Frêne J. „*Analysis for Incompressible Flow in Pressure Seal*” Transactions of the ASME Journal of Tribology July 1992, Vol 114

ROZWIĄZANIA DIAGNOSTYCZNE W SIECIACH INFORMATYCZNYCH

Wojciech WAWRZYŃSKI

Politechnika Warszawska
Wydział Transportu
ul. Koszykowa 75, 00-662 Warszawa
fax: 625-48-86, e-mail: wwa@it.pw.edu.pl

Streszczenie

Przedstawiono diagnostyczne podejście do funkcjonowania sieci informatycznej wykorzystywanej dla potrzeb sterowania. Omówiono diagnozowanie warstwy fizycznej i warstwy łącza danych. Opisano procedury diagnostyczne wykorzystujące właściwości protokołów transmisyjnych.

Słowa kluczowe: diagnostyka, informatyka, systemy sterowania

DIAGNOSTIC PROCEDURES FOR COMPUTING NETWORKS

Summary

In the paper diagnostic functioning approach of computer networks is presented. Diagnostic procedures addressed toward physical and logic layers of OSI model are described. In relation to these layers the protocol diagnostic working principles are analyzed.

Keywords: diagnostic, informatics, control systems

1. WPROWADZENIE

Problematyka diagnozowania systemów sterowania wykorzystujących współczesne rozwiązania techniczne jest w większości przypadków spójna z diagnozowaniem funkcjonowania zaawansowanych rozwiązań informatycznych. Specyfika systemów sterowania ogranicza się jedynie do pewnej dziedziny systemów komputerowych tzw. systemów czasu rzeczywistego [5]. W systemach tych istnieje konieczność zapewnienia przewidywanej reakcji systemu na zmiany sterowanego procesu w określonym z góry terminie (*deadline*). To z kolei stawia odpowiedzialne wymagania dla organizacji procesu diagnozowania i wymusza stosowanie procedur diagnostycznych zaimplementowanych na trwałe w działaniu sieci informatycznej systemu.

Wspomniana dominacja rozwiązań informatycznych w systemach sterowania jest na tyle znacząca, że zasób wiedzy dotyczący diagnostyki systemów komputerowych, sieci komputerowych, systemów i sieci informatycznych zawiera w sobie tę część metodologii, która szczególnie nadaje się do systemów sterowania w tym m. in. w transporcie [7].

Przyjęty standard wymiany informacji w postaci modelu OSI (*Open System Interconnection*), utworzony przez Międzynarodową Organizację Standaryzacyjną (ISO), dzieli procesy wymiany informacji (sesję komunikacyjną) na

siedem warstw, które odpowiadają naturalnemu ciągowi zdarzeń występujących w trakcie sesji połączeniowej [1,6]. Warstwami tymi są: warstwa fizyczna, warstwa łącza danych, warstwa sieciowa, warstwa transportowa, warstwa sesji i warstwa aplikacji.

Każda warstwa komunikuje się bezpośrednio z warstwą sąsiednią, a działa w systemie tak, jakby się kontaktowała z tą samą warstwą urządzenia któremu przekazywane są informacje.

Modułowość funkcjonalna (podział na warstwy), która w momencie projektowania tego unormowania uważana była za wezwanie do konkurencji (powodowała bowiem utratę właściwości monopolistycznych poszczególnych rozwiązań) w rezultacie zintegrowała wszystkie funkcje systemów, tworząc pewne uporządkowanie. Utworzyło to sytuację, w której omawianie poszczególnych zagadnień związanych z systemami komputerowymi musi jednocześnie odnosić się do warstwy, w której owe zagadnienia są skoncentrowane. Stąd problematyka diagnostyczna podlega owemu warstwowemu podziałowi, a z drugiej strony uwzględniać musi właściwości stosowanych protokołów transmisyjnych [8].

2. DIAGNOZOWANIE WARSTWY FIZYCZNEJ

Jednym z głównych problemów warstwy fizycznej jest okablowanie. W rozległych terytorialnie systemach sterowania odległości pomiędzy

poszczególnymi elementami systemu mogą być znaczne, a sposób prowadzenia okablowania musi uwzględniać możliwości połączeniowe specyficzne dla danego rozwiązania. Powodować to może wydłużenie połączeń i przeprowadzenie ich przez obszary, w których wpływ zewnętrznych czynników generuje zakłócenia transmisji.

Diagnostyka okablowania bazuje na specjalnie konstruowanych przenośnych testerach zasilanych niejednokrotnie bateryjnie. Te niewielkie urządzenia diagnostyczne mają możliwości przeprowadzenia następujących badań:

- wykrywanie zwarc okablowania,
- wykrywanie przerw,
- wykrywanie rozdzielonych par,
- pomiar długości kabla przez pomiar opóźnienia pomiędzy impulsem wysłanym a odbitym,
- badanie przesłuchu pomiędzy kablami.

Bardziej zaawansowane metody diagnostyczne warstwy fizycznej stosowane są w urządzeniach zwanych analizatorami protokołów. Słowo „urządzeniach” nie zawsze dobrze charakteryzuje analizatory, gdyż niektóre z nich (np. *Microsoft Network Monitor*) są specyficznymi programami wykorzystującymi kartę sieciową komputera. Możliwości diagnostyczne rozwiązań software'owych nie są zbyt duże i zależą od aktualnych faz realizacji aplikacji sterowniczych systemu. Zatem jako właściwy analizator protokołów należy uznać specjalizowany zestaw komputerowy o dużej wydajności (np. *HP Internetwork Advisor*). Umożliwia on przechwycenie pakietu i zanalizowanie go bit po bicie. Ma on umiejętności filtrowania pakietów ze względu na konkretną wyróżnioną właściwość. Aby zachować chronologię zdarzeń w sieci analizator ma możliwość oznaczania pakietów znacznikiem czasowym co ułatwia późniejszą analizę.

Mimo, że analizatory działają w warstwie fizycznej mogą podsumowywać dane przekazywane wewnątrz każdej warstwy modelu OSI. Umożliwia to diagnozowanie i właściwe określenie przyczyn niezdatności np. analizę przepustowości wraz z diagnozowaniem przyczyn powodujących jej zmniejszanie się.

Praktyczne wykorzystanie analizatorów w zakresie zapewnienia oczekiwanej przepustowości uwzględnia komparację przebiegów. Zapisywane są bowiem parametry działania poszczególnych aplikacji wtedy, gdy system działa właściwie. Posiadając te zapisy łatwo można wykryć źródła problemów wtedy, gdy następują uszkodzenia prowadzące do zmniejszenia przepustowości.

Analizatory posiadają właściwości generowania ruchu, a zatem mogą symulować ruch w obrębie badanego obszaru sieci. Dzieje się to celem zbadania możliwości transmisyjnych poprzez symulowanie przewidywanych potrzeb w tej dziedzinie i obserwację zachowań sieci.

Na wyposażeniu analizatorów znajdują się systemy ekspertowe¹, które służą pomocą w rozwiązywaniu problemów diagnostycznych dotyczących obserwowanych na ekranie zjawisk związanych z właściwościami transmisji.

3. DIAGNOZOWANIE WARSTWY ŁĄCZA DANYCH

Warstwa łącza danych odgrywa zasadniczą rolę przy formowaniu danych z wyższych warstw w ramki i wysyłaniu ich do warstwy fizycznej. Dla zapewnienia jej prawidłowej pracy musi być przestrzegany odpowiedni format ramki oraz realizacja techniki dostępu celem wysyłania i odbierania ramek przez warstwę fizyczną.

DIAGNOZOWANIE INTEGRALNOŚCI²

Ochrona integralności danych zawartych w ramce realizowana jest poprzez wykorzystanie 32-bitowego pola CRC (*Cyclic Redundancy Check*) stanowiącego ostatni segment ramki. Kod jest wpisywany w pole CRC ramki po stronie nadawczej. Po stronie odbiorczej na podstawie otrzymanych bitów obliczana jest wartość specjalnego wielomianu kontrolnego i dzieli się tę wartość przez oryginalną informację CRC otrzymaną od strony nadającej. Jeśli reszta z tego dzielenia jest różna od zera oznacza to, że wystąpił błąd i ramka jest odrzucana.

Oprogramowanie zarządzające jest powiadamiane z warstwy łącza danych o liczbie zdarzeń odrzucenia ramki z powodu utraty integralności danych w niej zawartych.

DIAGNOZOWANIE KOLIZJI

Duża ilość błędów CRC występująca w sieci Ethernet może też świadczyć o występowaniu dużej ilości kolizji.

Mechanizm CSMA/CD (*Carrier Sense Multiple Access with Collision Detection*) czyli mechanizm wielodostępu do łącza z wykrywaniem kolizji stosowany w sieciach Ethernet zawiera w sobie pewne pierwiastki losowości. Jeżeli co najmniej dwie stacje zaczną nadawać jednocześnie następuje kolizja. Oczywiście możliwe jest aby więcej niż dwie stacje uczestniczyły w kolizji. Możliwe jest też aby kolizje następowały kolejno po sobie.

Warstwa łącza danych posiada mechanizm zmniejszania prawdopodobieństwa kolizji poprzez podwajanie czasu oczekiwania stacji na rozpoczęcie nadawania po każdym niepowodzeniu.

¹ Złożoność obserwowanych zjawisk, a zatem i złożoność systemów ekspertowych występująca w dziedzinie diagnostyki transmisji i diagnostyki protokołów spowodowała powstanie żartobliwej definicji systemu eksperckiego: *System ekspercki to taki system, dla którego trzeba być ekspertem, aby z niego skorzystać.*

² Integralność danych zawartych w ramce jest to właściwość polegająca na nie występowaniu modyfikacji (zmiany) danych w trakcie procesu transmisji.

Stacja zamierzająca wysłać ramkę sprawdza stan medium transmisyjnego i w przypadku stwierdzenia zajętości (trwająca transmisja) czeka do jej zakończenia. Po zwolnieniu medium (zakończenie obserwowanej transmisji) odczekuje czas równy szczelinie międzyramkowej³ (9,6 ms dla transmisji 10Mb/s, 0,96 s dla 100 Mb/s). Jeżeli po tym czasie medium jest wolne stacja zaczyna nadawanie.

Ów wyżej wspomniany mechanizm zmniejszania prawdopodobieństwa kolizji zaczyna działać po wykryciu pierwszej kolizji. Wówczas to warstwa łącza danych generuje losowo liczbę z przedziału od 0 do 2 i mnoży ją przez czas równy maksymalnemu czasowi przejścia ramki przez domenę kolizyjną (*slot time*). Po upływie czasu wynikowego następuje ponowna próba transmisji.

Przy następnych kolizjach warstwa wybiera losowo liczbę z przedziału 0-4, 0-8, 0-16, 0-32 ...0-1023 co osiąga się przy 10-ciu kolizjach z rzędu. Po 16-tu kolizjach z rzędu warstwa łącza danych zaprzestaje transmisji ramki powiadamiając o tym użytkownika.

Największa ilość kolizji występuje podczas transmisji części początkowej ramki tzw. preambuły⁴. Wtedy dalsza część ramki transmitowana jest jako zakłócenia, aby inne stacje mogły rozpoznać kolizję. Interpretowane jest to jako wystąpienie ramek zawierających błędy CRC, co świadczy o przyczynie jaką jest duża ilość kolizji. W dobrze działającej sieci średnia ilość kolizji nie powinna przekraczać 5% ilości ramek.

Diagnozowanie kolizji jest więc faktycznie diagnozowaniem integralności danych ramki zawartych w polu CRC ramki.

Innymi przyczynami występowania tych błędów są uszkodzenia nadajników, odbiorników i zakłócenia w sieci.

KONFIGURACJA SIECI I JEJ ZMIANY

W warstwie łącza danych działają urządzenia sieciowe zwane przełącznikami i mostami.⁵ Zadaniem ich jest sprawdzania adresów i na tej podstawie blokowanie lub zezwolenia na przesłanie ramek do innych portów. Nie mają one uprawnień ingerencji w ramkę.

Zastosowanie mostów (przełączników) umożliwia podzielenie (segmentację) sieci i wydzielenie sieci mniejszych o znacznie większej

przepustowości. Dzieje się to dzięki izolacji ruchu wewnątrz-segmentowego od ruchu między segmentami sieci. Urządzenia końcowe oraz urządzenia sieciowe warstw wyższych mogą być podłączane bezpośrednio do mostów (przełączników).

Aby nie dopuścić do istnienia pętli w sieci realizowany jest algorytm drzewa rozpinającego⁶ (*spanning tree*), który nie dopuszcza do istnienia odcinków równoległych w sieci.

Podczas działania sieci każdy aktywny most wysyła pakiet BPDU (*Bridge Protocol Data Unit*). Zawarta jest tam między innymi informacja umożliwiająca identyfikację mostu korzenia, identyfikację mostu nadającego oraz koszt najtańszej ścieżki prowadzącej z mostu korzenia przez ów most będący źródłem pakietu.

Zmiana topologii (rekonfiguracja), podyktowana np. koniecznością zmiany mostu korzenia, odbywa się poprzez wysyłanie pakietu BPDU powiadamiającego o tej zmianie.

Przypisywanie kosztów poszczególnym portom przełączników następuje w sposób arbitralny. Jednym z kryteriów jest przydzielenie mniejszych kosztów szybszym segmentom sieci. Wtedy to te segmenty przejmują większe obciążenia, a posiadając lepsze parametry transmisyjne nie powodują zwolnienia działania systemu. Następuje zatem rekonfiguracja podyktowana potrzebą optymalizacji funkcjonowania sieci.

DIAGNOSTYKA INICJACJI PRACY STACJI

W sieci Token Ring aby uzyskać dostęp do medium transmisyjnego warstwa łącza danych musi czekać na żeton⁷. Dzięki żetonowi nie występuje w tych sieciach problem kolizji (żeton jest zawsze jeden).

Po otrzymaniu żetonu stacja może wysłać jedną ramkę. Stacja ta jest także odpowiedzialna za usunięcie nadanej ramki jeśli obejduje ona już cały pierścień transmisyjny. Realizuje się w ten sposób filozofia sieci Token Ring – „wszystko co wysłane wraca do nadawcy”.

Problemy diagnostyczne zaczynają się już przy podłączaniu stacji do sieci. W omawianym wcześniej rozwiązaniu CSMA/CD stację po prostu się włącza. W przypadku Token Ring musi nastąpić szereg testów diagnostycznych. Następuje to w pięciu podstawowych etapach:

1. Test kabla.

Sprawdzana jest poprawność połączenia i działania karty sieciowej i hub'a (koncentratora). Uaktywniona karta wysyła ramkę do samej siebie, która powinna być odesłana z powrotem. Po

³ Czas oczekiwania istnieje po to, aby umożliwić współzawodnictwo różnych stacji o zajętość medium transmisyjnego.

⁴ Preambuła składa się z naprzemiennych zer i jedynek z dwoma jedynekami na końcu. Jej całkowita długość wynosi 64 bity. Służy ona do synchronizacji. Brak preambuły ramki powodowałby utratę jej początkowych bitów gdzie jest adres docelowy.

⁵ Most od przełącznika różni się mechanizmem wykonującym przełączenie. Most robi to programowo, przełącznik sprzętowo.

⁶ W teorii grafów algorytm ten jest znany pod nazwą „poszukiwania drzewa rozpinającego o najmniejszym koszcie” co sprowadza się do poszukiwania najbardziej optymalnej ścieżki w grafie.

⁷ Format żetonu jest 24-bitowy. Pierwszy bajt – początek żetonu, drugi bajt – pole kontrolne, trzeci bajt – koniec żetonu.

sprawdzeniu błędu CRC i gdy wynik jest pozytywny karta generuje małej wielkości napięcie stałe (*fantom*) aby aktywować przekazywanie ramek.

2. Sprawdzanie monitora aktywności (*Active Monitor*).

W sieci znajduje się stacja pełniąca rolę monitora aktywności. Gdy stacja odbiera ramkę AMP (*Active Monitor Present*) generowaną w sieci zakłada istnienie monitora aktywności.

3. Sprawdzanie unikalności adresu.

Stacja ponownie wysyła ramkę do samej siebie. Gdy przychodzi nie zmieniona istnieje pewność, że tego adresu nie ma inna stacja w tej sieci. Gdy zmieniony jest jeden wybrany bit (bit rozpoznania ramki) to znaczy, że ten adres jest już używany i nie może być stosowany w danej sieci.

4. Przepatrywanie pierścienia.

Co kilka sekund monitor aktywności przepatrzuje sieć wysyłając wspomnianą ramkę *Active Monitor Present*. Kolejne stacje wysyłają ramki *Standby Monitor Present* ponieważ wszystkie inne stacje są monitorami obecności. Dzięki temu nowo włączona stacja dowiaduje się do kogo może wysłać ramki.

5. Żądanie inicjalizacji.

Jest to zespół wymiany ramek zawierających adres najbliższej sąsiedniej stacji, do której przekazywane są ramki z wersją mikrokodu karty sieciowej i jej sterownika, numeru pierścienia, w którym stacja się znajduje, ustawienie licznika błędów i inne.

W rezultacie tych złożonych zabiegów informacyjno-diagnostycznych stacja zostaje dołączona do pierścienia.

FUNKCJE DIAGNOSTYCZNE MONITORA AKTYWNOŚCI

Ważną funkcję diagnostyczną pełni monitor aktywności. Odbiornik każdej stacji jest taktowany zegarem pochodzącym z monitora aktywności. Stanowi to częstotliwość odniesienia pracy sieci i umożliwia włączenie się do pierścienia z właściwą szybkością.

Monitor aktywności sprawdza także ramki, które przechodzą przez pierścień więcej niż raz. Jak wspomniano obowiązkiem nadawcy jest usunięcie ramki, gdy takowa obeszła już pierścień i wróciła do niego. Ale gdy po wysłaniu ramki stacja ulega awarii to jej ramka mogłaby krążyć w nieskończoność. Monitor aktywności ustawia w polu bit monitorowania (piąty bit pola – bit M) w taki sposób, że odróżnia fakt drugiego obejścia pierścienia i usuwa ramkę po drugim jej odebraniu.

Ważnym zadaniem monitora aktywności jest dozorowanie krążenia żetonu w sieci. Gdy zauważony zostanie brak żetonu wysyłana jest ramka czyszczenia pierścienia i generowany jest nowy żeton.

Podobnie jak drugie obejście pierścienia przez ramkę jest powodem usunięcia jej przez monitor aktywności tak i drugie obejście żetonu jest powodem do jego usunięcia. Dzieje się to podobnie

jak z ramką, gdyż bajt pola kontrolnego ramki i żetonu są identyczne. Powrót żetonu z ustawionym uprzednio przez monitor bitem monitorowania jest dowodem drugiego obejścia pierścienia i powodem jego usunięcia i wygenerowania żetonu nowego. Oczywiście drugie obejście żetonu spowodowane jest chwilowym brakiem potrzeby nadawania przez wszystkie stacje pierścienia.

REKONFIGURACJA MONITORA AKTYWNOŚCI

Monitor aktywności w razie awarii jest zastępowany przez inną stację będącą do tej pory (jak wszystkie pozostałe) monitorem obecności. Pierwszy monitor obecności, który wykryje awarię monitora aktywności wysyła ramkę „żądanie żetonu” (*Claim Token*) będącą w istocie propozycją zostania monitorem aktywności. Jeśli w pierścieniu jest stacja o wyższym adresie w warstwie łącza danych (a ściślej w podwarstwie MAC) to może ona wysłać swoje ramki tego samego typu. Wtedy stacja o niższym adresie zaprzestaje nadawania ramek *Claim Token*, a monitorem aktywności zostaje stacja o wyższym adresie. Rekonfiguruje ona swoją funkcję w sieci i przejmuje obowiązki monitora aktywności.

DETEKCJA PRIORYTETU

Istotną właściwością sieci Token Ring wykorzystywaną w systemach sterowania jest możliwość ustawiania priorytetu. Duża ilość stacji mogąca znajdować się w pierścieniu może posiadać zróżnicowania dotyczące priorytetów obsługi.

Niektóre z nich, np. te pełniące bardziej odpowiedzialne funkcje, muszą wymieniać informacje częściej niż inne. Ten podział priorytetów obsługi realizowany jest poprzez możliwość ustawienia priorytetu już w momencie, gdy stacja chce nadawać, ale jeszcze transmitowana jest przez nią obca ramka. W ramce tej w polu kontrolnym stacja ustawia wówczas priorytet (trzy początkowe bity pola) na wartość wynikającą z funkcji i właściwości stacji w systemie sterowania.

W efekcie stacja nadawcza odbierając powracającą własną ramkę i usuwając ją z sieci generuje żeton z ustawieniem bitów priorytetu takimi jak w owej ramce. Teraz ten żeton może odebrać tylko stacja, która żąda owego priorytetu lub wyższego.

Nie mamy však pewności, że odbiorcą żetonu będzie stacja, która ustawiała priorytet, ale mamy pewność, że odbierze żeton stacja o priorytecie równym i większym niż ustawiony, a zatem ta, która z pewnością wymaga obsługi w pierwszej kolejności.

4. PROCEDURY DIAGNOSTYCZNE WYKORZYSTUJĄCE WŁAŚCIWOŚCI PROTOKOŁÓW

Ramki w sieci wysyłane są pojedynczo powinny docierać do odbiorcy w kolejności wysyłania. Jednak w systemie sieciowym mogą się zdarzyć zmiany tras np. poprzez chwilowe wykorzystanie krótszej ścieżki. Spowodować to może wzajemne opóźnienie ramek i w efekcie dotarcie ich

nie po kolei. Aby obsłużyć informacje dostarczone poza kolejnością musi nastąpić porządkowanie [4]. Diagnostowanie prawidłowej kolejności dostarczanych ramek przeprowadzany jest poprzez odczyt numeru porządkowego ramki, którą stacja wysyłająca oznakowała wysyłaną informację. Stacja odbiorcza zapisuje w pamięci numer kolejny ostatniej ramki (pakietu) otrzymanej nie w kolejności jest on przekazywany do wyższej warstwy i jednocześnie sprawdzane są numery pakietów przetrzymywanych w pamięci, aby użyć te, które mogą być wykorzystane w nowej sytuacji.

Wykrywanie duplikatów pakietów konieczne jest celem wyeliminowania powtórzeń prowadzących w efekcie do zakłócenia transmisji. Realizowane to jest poprzez porównywanie numeru porządkowego przybyłego pakietu z numerami pakietów już będących w pamięci stacji. Wtedy to duplikat pakietu jest likwidowany. Diagnostowanie kompletów pakietów odbywa się z wykorzystaniem mechanizmu zwrotnej transmisji informacji do nadawcy o jego przybyciu. Potwierdzenie takie jest wysyłane tylko wtedy, gdy przybywa nienaruszony pakiet bez błędów spowodowanych np. wystąpieniem błędów transmisji. Potwierdzenie (*acknowledgement* – *ACK*), które dotrze do nadawcy w określonym czasie (który to parametr czasowy uprzednio ustalił on uruchamiając zegar) zwalnia go od retransmisji pakietu. W przeciwnym razie pakiet jest ponownie wysyłany. Ilość retransmisji jest ograniczona, albowiem zapobiega się w ten sposób sytuacjom, w których przyczyną retransmisji jest awaria odbiorcy i wtedy sieć otrzymywałaby dużą liczbę pakietów wysyłanych do nikąd.

DIAGNOZOWANIE STANU ZALEWU DANYCH

Stan taki powstaje, gdy stacja nadająca wysyła dane szybciej niż stacja odbierająca może je przyjąć. Zapobiega temu mechanizm „zatrzymaj i idź”, który zezwala na przesłanie kolejnego pakietu, gdy fakt dotarcia poprzedniego został zwrotnie potwierdzony. Jednak powoduje to zmniejszenie faktycznej przepływności sieci do kilku procent jej wydajności.

Inną metodą jest dozorowanie przepływu poprzez wykorzystanie przesuwającego się okna. Owe okno obejmuje ustaloną przez nadawcę i odbiorcę ilość danych, które wymagają potwierdzenia. Kopia okna przetrzymywana jest u nadawcy, aż do przyjścia potwierdzenia (gdy potwierdzenia nie ma, kopia owa wykorzystywana jest do retransmisji).

Stosowanie techniki przesuwającego się okna znacznie zwiększa przepustowość.

DIAGNOSTYKA PRZECIĄŻENIA

Przeciążeniem określa się sytuację, w której w pewnym punkcie sieci przybędzie więcej pakietów niż może być pobrane lub dalej wysłane. Może to prowadzić do stanu niezdatności użytkowej sieci, dlatego wczesne wykrycie objawów tego stanu jest bardzo istotne.

Pojawienie się zbyt dużej ilości pakietów w przełączniku pakietów powoduje, że umieszcza on przychodzące pakiety w kolejce, gdzie czekają aby mogły być wysłane dalej. Ponieważ w dalszym ciągu pakietów może przybywać kolejka może się wydłużyć. Prowadzić to może do zapelnienia pamięci stacji i sieć zacznie porzucać pakiety. Brak potwierdzenia dostarczenia pakietów powoduje retransmisję pakietów już nadanych przez stację nadawczą. Daje to efekt swoistego dodatniego sprzężenia zwrotnego pogorszającego sytuację.

Diagnostowanie sieci i wykrywanie pierwszych objawów przeciążenia może uruchomić pewne środki zaradcze polegające na realizacji następujących działań:

- przełącznik pakietów wysyła komunikat do nadawcy o stanie przeciążenia,
- przełącznik pakietów ustawia wybrany bit w nagłówku pakietu w stan informujący odbiorcę o przeciążeniu. Odbiorca wysyłając potwierdzenie przesyła jednocześnie ową informację o przeciążeniu do nadawcy,
- fakt braku potwierdzeń powodujący retransmisję jest interpretowany przez nadawcę jako przeciążenie a nie jako występowanie zakłócenia na dających przekłamania w obrębie pakietów.

Ten ostatni scenariusz wynika z faktu dużej niezawodności współczesnych sieci, sprzętu i stosunkowo małego prawdopodobieństwa awarii i zakłóceń.

Reakcją na przeciążenie jest zmniejszenie ilości wysyłanych pakietów u nadawców. Możliwe jest reagowanie dynamiczne tj. diagnostowanie stopnia przeciążenia (przykładowym objawem może być ilość nadanych retransmisji) i odpowiednie dostosowanie ilości wysyłanych pakietów w jednostce czasu.

6. PODSUMOWANIE

Dobór mediów transmisyjnych, sposobów transmisji, metod postępowania w przypadku zakłóceń przekazu i innych zdarzeń w procesie użytkowania systemów sterowania obejmuje dziedzinę wiedzy dotyczącą zarządzania i utrzymania sieci informatycznych. Tam też zawarte są elementy diagnostowania choć nie są one należycie akcentowane, a w każdym bądź razie nie tak silnie akcentowane jak na to zasługują. Częściej bowiem mówi się o „rozwiązywaniu problemów” czy „analizowaniu sytuacji awaryjnych” [4], a wszak początek wszelkiego działania w tym względzie daje odpowiednio wiarygodna diagnoza. Dopiero w drugiej fazie możliwe jest uruchomienie procedur zaradczych.

Dlatego w pracy dokonano próby spojrzenia na sieć informatyczną systemu sterowania stricte z punktu widzenia diagnostycznego, gdyż wyróżnienie tej fazy jest konieczne dla ustalenia potrzeby odpowiedniej obsługi i zrozumienia skali działań temu towarzyszących.

BIBLIOGRAFIA

- [1] Coulouris G., Dollimore I., Kondberg T.: Systemy rozproszone. WNT, Warszawa 1998.
- [2] Łazarski J.: Słownik telekomunikacji i sieci komputerowych. Mikom, Warszawa 2000
- [3] Parker T., Sportack M.: TCP/IP. Helion, Gliwice 2000.
- [4] Scott Haugdahl J.: Diagnozowanie i utrzymanie sieci. Helion, Gliwice 2000.
- [5] Socha K.: Systemy czasu rzeczywistego. Ofic. Wyd. PW, Warszawa 1999.
- [6] Sportack M.: Sieci komputerowe. Księga eksperta. Helion, Gliwice 1998.
- [7] Wawrzyński W.: Zagadnienia metodologiczne diagnostyki systemów sterowania w transporcie. Oficyna Wydawnicza PW, Warszawa 1996.
- [8] Wawrzyński W.: Rekonfiguracyjna metoda zwiększania niezawodności systemów sterowania w transporcie lądowym. Sprawozdanie merytoryczne projektu badawczego, Warszawa 2001.



Wojciech WAWRZYŃSKI - profesor Politechniki Warszawskiej, Kierownik Zakładu Telekomunikacji w Transporcie.

Doświadczenia badawcze w dziedzinie diagnostyki systemów sterowania w transporcie oraz systemów transmisji danych zachowaniem wysokiego stopnia niezawodności przekazu. Badania w zakresie zasad budowy i metod oceny systemów telekomunikacyjnych i informatycznych z punktu widzenia spełnia pożądanych wymagań. Dorobek badawczy w dziedzinie budowy, organizacji i modelowania obiektowego systemów telematiki transportu. Autorstwo kilkudziesięciu publikacji naukowych i raportów z prac badawczych.

THE RESEARCHES ON THE VIBRATIONS OF THE ENGINE UNITS BY THE METHOD OF MULTIFACTOR INTERACTIONS OF VARIANCES UNDER THE CONDITIONS OF WORK ENVIRONMENT POLLUTION

Zbigniew BURSKI

The Vehicles and Engines Department, Academy of Agriculture in Lublin
20-062 Lublin ul. Głęboka 28, e-mail: zburski@hortus.ar.lublin.pl

Joanna TARASIŃSKA

Department of Applied Mathematics, Academy of Agriculture in Lublin
20-934 Lublin, ul. Akademicka 13, e-mail: johata@ursus.ar.lublin.pl

Romuald SADKIEWICZ

The Superior School of Agriculture in Vilnius

Summary

The paper presents the results of the researches on the vibration of a cylinder sleeve working under conditions of environmental pollution. The statistical analysis of variance was conducted to prove the influence of chosen factors (the state of PRC, chamber with or without compression, three planes of vibrations, the oil polluted with coaldust) on the values of LIN, PEAK and peak factor C of vibrations.

Keywords: dynamics of tractor's engine, vibrations, statistical analysis of variance.

BADANIA DRGAŃ SILNIKA W WARUNKACH PRACY W ZANIECZYSZCZONYM ŚRODOWISKU METODĄ WIELOCZYNNIKOWEJ ANALIZY WARIANCJI

Streszczenie

Praca przedstawia wyniki badań drgań tulei cylindrowej w warunkach zanieczyszczenia środowiska pyłem węglowym. Przeprowadzono statystyczną analizę wariancji pozwalającą wykryć wpływ wybranych czynników (stanu TPC, obecności komory ze sprężaniem, trzech płaszczyzn wibracji, zanieczyszczeń oleju pyłem węglowym) na wartości LIN, PEAK i C widma drgań.

Słowa kluczowe: dynamika silnika ciągnikowego, drgania, statystyczna analiza wariancji.

1. INTRODUCTION

The researches on the dynamics of vibrations of high – pressure agricultural machines in their works conditions are extremely difficult and complex. The work environment of, e.g. a tractor, by its influence (temperature and humidity of the surroundings, dustiness, vibrations of the ground and co- operating machines) creates the situation in which random phenomena affect to a great extent the evaluation of co-relations between operational factors (type and size of wear, clearances, leak in compression chamber, load) and the symptoms accompanying the work, such as vibrations or noise [1,2,4].

Pro – ecological effects on changes leading to the decrease in emission of vibrations and noise which have already been tried do not seem to match higher and higher expectations of European and world standards. Therefore, there is the need to conduct the researches in the form of experimental or computer simulation which would take into consideration

constructional and operational factors in pro – ecological aspect. It is significant and inevitable to make use of modern statistical tests, such as multifactor interactions of variances, in order to conduct the analysis and define the statistical significance of the presence of each of the factors.

2. THE PURPOSE OF THE PAPER

The purpose of the paper is to present the statistical significance of the influence of dustiness of the work surroundings of the S-4002/3 engine with coaldust taking into consideration the influence of the chosen operational factors (the changes in compression pressure, the values of clearances) on the total linear level of vibrations of a cylinder sleeve. The spectral analysis of the influence of the above – mentioned factors, conducted by means of multifactor interactions of variances, is presented in the paper [5,7].

3. THE METODICS OF THE RESEARCHES

The subject of this paper is a multifactor statistical analysis of the interactions of the level of vibrations of the cylinder sleeve in the form of the values: LIN, PEAK and the peak factor C

$\left[\frac{PEAK}{LIN} \right]$ [3]. During the measurements we

checked their dependence on the following factors:

- the state of PRC (new, worn),
- the presence of the compression chamber (with or without),
- 3 planes of the vibrations (t-transverse, l-longitudinal, v-vertical),
- 2 measuring points (N and N'),
- oil pollution (the oil alone, the oil with coaldust 8mg/m^3 , the oil with coaldust 16mg/m^3).

For each out of 72 combinations of the above – mentioned factors, a few parameters of the vibrations were included. Among the others, those were: the level of amplitudes of the spectrum at 16 frequencies (315 – 10000Hz) and the parameters presenting the linear level of vibrations, e.g. PEAK, LIN, C [6]. In [6] we analysed some of the random variables representing the amplitude spectrum and characterised in details the conditions of the measurement.

4. THE METHODICS OF STATISTICAL CALCULATIONS OF THE SIGNIFICANCE OF THE CHANGES IN DYNAMICS OF THE VIBRATIONS

The analysis of variances (ANOVA) was conducted for the variables PEAK, LIN, C in order to discover the significance of the influence that each of the factors exerts upon the variable. Only one value of the variable in each subclass (i.e. for every combination of the factors) which was considered to be the nominal one (taking into consideration the 3% error of repeatability), was observed. This, however, does not allow for the complete evaluation of the error present in calculations. Therefore, the analysis was conducted in 2 stages:

1. every possible 4 – factors ANOVA analysis was conducted, getting rid of one factor after another until the model with the least mean error was chosen[7].
2. the further reduction of the model took place (eliminating more factors) if any of the factors and its interactions that were chosen in point 1. turned out to be insignificant.

The eliminated factor in the first stage for all considered variables was the measuring point. In the case of the variable PEAK in the second stage the planes were eliminated.

It turned out to be necessary to subject the variables to logarithmic transposition, because a

very important condition of the analysis of variances concerning the lack of co-relation between the means and standard deviations in groups was not completed. It is stabilized together with variances in groups by the logarithm.

All the calculations were conducted in STATISTICA programme. Table 1 presents the names of the factors used in ANOVA [5].

Table 1. The explanations of factors used in ANOVA

The name of the factor	PRC	Chamber	Plane	Point	Oil
the number of levels	2	2	3	2	3
the explanation of the levels	new worn	with or without compression	t-transverse, l-longitudinal, v-vertical	N N'	oil alone, oil+coaldust 8mg/m^3 , oil+coaldust 16mg/m^3

5. THE STATISTICAL ANALYSIS OF PEAK

Table 2 presents the results of the 3 – factors ANOVA for the variable Ln (PEAK). As it shows, the main effect of the chamber proved to be insignificant. However, the factor is involved in interactions of the second and third order and, hence, cannot be omitted.

Table 2. The results of the 3-factors ANOVA for the variable Ln (PEAK)

	1 – PRC	2 – Chamber	3 – Plane	4 – Oil		
effect	df effect	MS effect	df error	MS error	F	p-value
1	1	16,02	60	0,348	46,07	0,0000
2	1	0,02	60	0,348	0,05	0,8296
3	2	4,83	60	0,348	13,89	0,0000
12	1	5,79	60	0,348	16,65	0,0001
13	2	6,63	60	0,348	19,08	0,0000
23	2	2,02	60	0,348	5,82	0,0049
123	2	7,33	60	0,348	21,09	0,0000

Figure 1 shows diagram of the 3 - directional interaction PRC x CHAMBER x OIL with vertical bar which denotes the size of LSD (Least Significance Difference) on 0,05 significance level. LSD is used for finding significant differences between means of cells with fixed levels of other factors.

In order to check the statistical significance of differences of the variable PEAK on different levels of oil pollution, so called, analysis of contrast was

carried out on 0,05 significance level. The results of that analysis are shown in Table 3. It contains the observed significance levels for all the differences. Comparison „1-2” indicates the difference between the oil alone and the oil + 8mg/m³ of coal dust „2-3” the oil + 8mg/m³ and the oil + 16mg/m³ of coal dust, „1-3” the oil alone and the oil + 16mg/m³ of coal dust. Table 4 presents the differences between the new and worn PRC and the chambers with or without compression.

Fig.1 The interaction PRC x Chamber x Oil

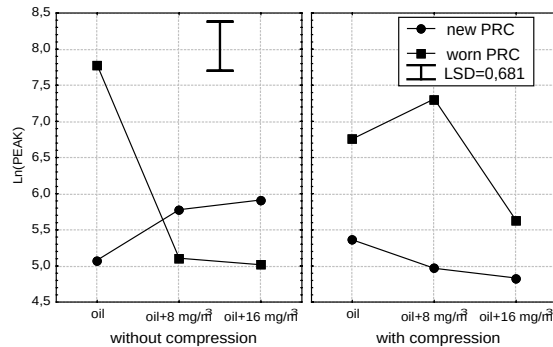


Table 3. The differences between levels of oil pollution

Effect		comparisons between oil pollution		
PRC	Chamber	1-2	1-3	2-3
new	with compr.	ins.*	ins.	ins.
	without	0,045	0,017	ins.
worn	with	ins.	0,002	0,000
	without	0,000	0,000	ins.

* insignificant

Table 4. The differences between new-worn PRC and the chamber with-without compression

		levels of pollution		
	differences	oil alone	oil + 8 mg/m ³	oil + 16 mg/m ³
Without compr.	new PRC - worn PRC	0,000	ins.	0,011
With compr.	new PRC - worn PRC	0,000	0,000	0,002
new PRC	With compr. - Without	ins.	0,021	0,002
worn PRC	With compr. - Without	0,004	0,000	ins.

CONCLUSIONS:

1. The effect of the worn PRC:

- with the compression chamber, the worn PRC leads to the significant increase in PEAK on all pollution levels,
- without the compression chamber, the worn PRC leads to the significant increase in PEAK

with the oil alone and to the significant decrease in PEAK in the case of 16 mg/m³ pollution.

2. The effect of the presence of the compression chamber:

- with the worn PRC, the compression in the chamber lowers PEAK in the case of pure oil and raises PEAK in the case of 8 mg/m³ pollution,
- with new PRC, the compression in the chamber decreases PEAK when oil is polluted.

3. The effect of the oil pollution:

- with the new PRC and the chamber without compression, the oil pollution leads to the increase in PEAK,
- with the new PRC and the chamber with compression, there is no significant influence of pollution on PEAK value,
- with the worn PRC and the chamber with compression, in the case of 16 mg/m³ pollution PEAK is significantly lower than in the case of 8 mg/m³ pollution or the oil alone,
- with the worn PRC and the chamber without compression the pollution of oil leads to decrease of PEAK.

6. THE STATISTICAL ANALYSIS OF LIN

Table 5 presents the significant effects at 0,05 level in 4-factors ANOVA for the variable Ln(LIN)

As Table 5 shows, the interactions between the factors create the situation that is difficult in evaluation. The 4-directional interaction PRC x Chamber x Oil x Plane is insignificant but the effect of the plane is involved in the effects of PRC (PRC x Plane interaction) and the chamber (Chamber x Plane). Therefore, the diagram of 4-directional interaction indicating the least significant difference (LSD) at 0,05 level is shown in Figures 2 and 3 (4-directional interaction can't be shown on a single figure). Table 6 presents the results of the test for the differences between the levels of pollution in particular groups. Table 7 presents the differences between the new and the worn PRC and the chambers with or without compression at the specified level of oil pollution.

Table 5. The results of 4-factors ANOVA for the variable Ln(LIN)

1-PRC, 2- Chamber, 3- Plane, 4-Oil						
effect	df effect	MS effect	df error	MS error	F	p-value
1	1	16,54	36	0,080	206,3	0,0000
2	1	17,33	36	0,080	216,1	0,0000
3	2	0,62	36	0,080	7,8	0,0016
4	2	1,46	36	0,080	18,2	0,0000
13	2	0,42	36	0,080	5,2	0,0105
23	2	0,54	36	0,080	6,8	0,0032
14	2	0,88	36	0,080	10,9	0,0002
24	2	0,94	36	0,080	11,7	0,0001
124	2	0,75	36	0,080	9,3	0,0006

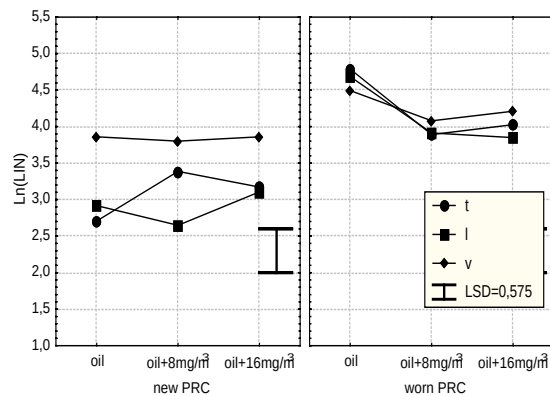


Fig.2 The diagram of 4-directional interaction PRC×Chamber×Oil×Plane, chamber without compression

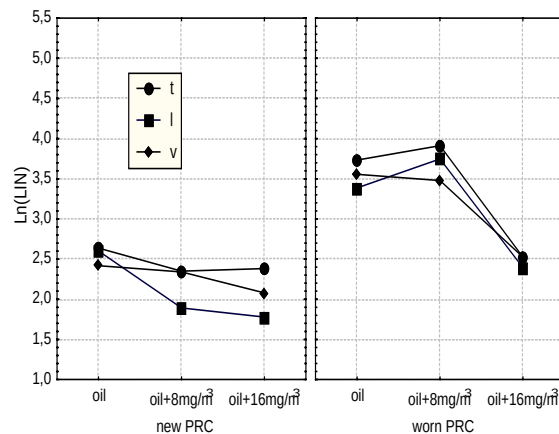


Fig.3 The diagram of 4-directional interaction PRC×Chamber×Oil×Plane, chamber with compression

Table 6. The results of testing the differences in the variable LIN with different stages of oil pollution at 0,05 level of significance

PRC	Chamber	Plane	comparisons in oil pollution		
			1-2	2-3	1-3
new	without	t	0,022	ins.	ins.
		l	ins.	ins.	ins.
		v	ins.	ins.	ins.
	with	t	ins.	ins.	ins.
		l	0,017	ins.	ins.
		v	ins.	ins.	ins.
worn	without	t	0,003	ins.	0,011
		l	0,010	ins.	0,006
		v	ins.	ins.	ins.
	with	t	ins.	0,000	0,000
		l	ins.	0,000	0,001
		v	ins.	0,002	0,001

Table 7. The results of testing the differences in the variable LIN for the analysed operational factors

	differences	plane	pollution		
			oil alone	oil + 8 mg/m ³	oil + 16 mg/m ³
with compr.	new PRC – worn	t	0,000	ins.	0,005
		l	0,000	0,000	0,013
		v	0,031	ins.	ins.
without	new PRC – worn	t	0,000	0,000	ins.
		l	0,009	0,000	0,036
		v	0,000	0,000	ins.
new PRC	with compr. – without	t	ins.	0,001	0,008
		l	ins.	0,011	0,000
		v	0,000	0,000	0,000
worn PRC	with compr. – without	t	0,000	ins.	0,000
		l	0,000	ins.	0,000
		v	0,002	0,040	0,000

CONCLUSIONS:

1. The effect of the wear of the unit:
-worn PRC generally increases the value of LIN, regardless of the level of oil pollution, especially in longitudinal plane,
2. The effect of compression chamber:
-is mostly visible in the case of 16 mg/m³ coaldust when compression leads to decreasing of LIN.

7. THE STATISTICAL ANALYSIS OF THE VARIABLE C

Table 8 presents the significant effects (on 0,05 level) of 4-factors ANOVA for Ln (C), where $C = \frac{PEAK}{LIN}$. Figure 4 presents the plane effect and

Figure 5 the diagram of PRC x CHAMBER x OIL interaction. Both diagrams contain the LSD value on 0,05 level.

Table 8. The results of 4-factors ANOVA for the variable Ln(C)

1-PRC, 2- Chamber, 3- Plane, 4-Oil						
effect	Df effect	MS effect	Df błęd	MS błęd	F	p-value
2	1	18,46	36	0,428	44,15	0,0000
3	2	1,54	36	0,418	3,67	0,0354
12	1	5,48	36	0,418	13,10	0,0009
14	2	3,11	36	0,418	7,44	0,0020
124	2	4,18	36	0,418	9,99	0,0004

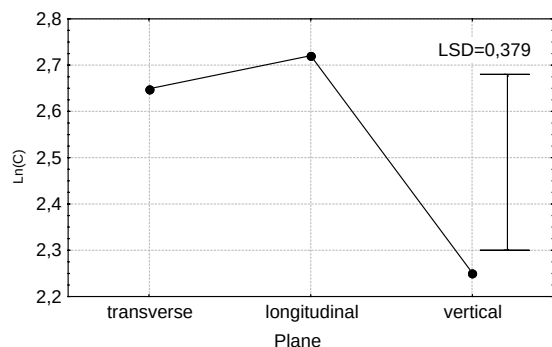


Figure 4. The diagram of the plane effect

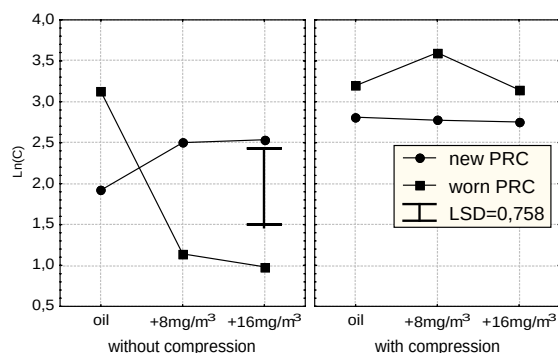


Figure 5 the diagram of PRC x CHAMBER x OIL interaction.

Table 9 shows the differences between oil pollution levels. Table 10 shows the significant differences between the new and the worn PRC and the chambers with and without compression on the specified level of oil pollution.

Table 9 The influence of the level of oil pollution on the value of C

Effect		comparisons in oil pollution		
PRC	Chamber	1-2	1-3	2-3
new	without	ins.	ins.	ins.
	with	ins.	ins.	ins.
worn	without	0,000	ins.	0,000
	with	ins.	ins.	ins.

Table 10 The influence of worn PRC and the influence of compression on the value of C

		levels of pollution		
		oil alone	oil + 8 mg/m ³	oil + 16 mg/m ³
Without compr.	new PRC - worn PRC	0,0027	0,0009	0,0002
With compr.	new PRC - worn PRC	ins.	0,0338	ins.

new PRC	With - Without compression	0,0222	ins.	ins.
worn PRC	With - Without compression	ins.	0,0000	0,0000

CONCLUSIONS:

1. The plane effect: the influence of the vibrations in the form of the peak factor C in vertical plane is significantly smaller than in transverse and longitudinal plane.
2. The effect of the worn PRC:
 - with the compression chamber, the worn PRC causes the increase in the value of the peak factor C in the case of 8 mg/m³ pollution,
 - without the compression chamber, the worn PRC causes the increase in the value of the peak factor C in the case of the oil alone and decrease in the case of oil pollution.
3. The effect of pollution: the differences in pollution levels do not have influence of the value of the peak factor C, apart from 2 cases: in the worn PRC without the compression chamber, the peak factor C is significantly higher in the case of oil alone than in the cases of 8 and 16 mg/m³ pollution.
4. The effect of the chamber with compression.
 - the presence of the chamber with compression in the worn PRC leads to the higher value of the peak factor C, in the case of 8 and 16 mg/m³ pollution,
 - the presence of the chamber with compression in the new PRC leads to the higher value of the peak factor C, in the case of the oil alone.

BIBLIOGRAPHY

- [1].Burski Z.: The researches on the symptoms of consumption and the possibilities of their usage in the field exploitation of a tractor. Scientific Disquisitions no. 173. The Academy of Agriculture Publishers. Lublin 1994.
- [2].Burski Z.: The simulation researches on the vibrations of a cylinder sleeve of a tractor's engine in the model position in tribological aspect. Scientific Symposium SYMROZ'2000. Szczecin – Ystad, June 2000.
- [3].Cempel Cz., Tomaszewski F.: Diagnostyka maszyn. Wyd. MCNEMT. Radom 1992.
- [4].Dziubak T., Tylicki H.: Wyznaczanie terminów obsługiwaniania filtrów powietrza pojazdów mechanicznych. Problemy Eksploatacji. 1. 2000. Zeszyty naukowe ITE. Radom 2000.
- [5].Statistica PL dla Windows, Statsoft Inc., 1997.

- [6]. Tarasińska J., Burski Z., Sadkiewicz R.: Application of analysis of variance in the simulation researches on the dynamics of the vibrations of a kinematic pair an engine under the conditions of air dustiness. Polish Academy Sciences Branch in Lublin. Volume II.

Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. 2002.

- [7]. Yandell B. S.: Practical data analysis for designed experiments. Chapman & Hall, London 1997.



ZBIGNIEW BURSKI: Doctor habil. Eng. Department of Engines and Vehicles Academy of Agriculture in Lublin, Poland.

Doctor of Technical Sciences (vibroacoustic researches on high-pressure engines), The Institute of Mechanisation of Agriculture in the Academy of Agriculture in Lublin, 1972.

Doctor habil. (assistant professor) of agriculture engineering, specialisation: Motorization of Agriculture, 1999. The Department of Agricultural Technology in the Academy of Agriculture, Lublin, Poland. The Scientific Secretary of the Commission of Motorization and Energetics in Agriculture, Polish Academy of Sciences branch in Lublin, 2000-2002. The author of 1 monograph, 47 study guides, over 80 scientific articles and 5 handbooks and lectures. He cooperates with The People's University of Agriculture in Kijev, The Agricultural University of Odessa, The Superior School of Agriculture in Vilnius. His scientific interests are the researches upon the influence of

structural and environmental factors on the dynamics of vibrations and noise of tractors' engines in a proecological aspect and the problems connected with the usage of machines and transport devices in the logistics of nutritional economy.



JOANNA TARASIŃSKA : Doctor Eng. , Department of Applied Mathematics, Academy of Agriculture in Lublin, Poland.

Doctor of Agriculture Engineering, Institute of Applied Mathematics in the Academy of Agriculture, Lublin, Poland, 1993. The author of 30 scientific articles. Her scientific interests are connected with mathematical statistics .

DIAGNOZOWANIE UKŁADÓW HYDRAULIKI MASZYNOWEJ

Mariusz CHALAMOŃSKI

Katedra Maszyn Roboczych i Pojazdów, Wydział Mechaniczny, Akademia Techniczno Rolnicza
ul. S. Kaliskiego 7, 85 – 763 Bydgoszcz, e-mail: chalamon@mail.atr.bydgoszcz.pl

Streszczenie

W opracowaniu przedstawiono problematykę diagnozowania złożonych systemów technicznych, jakimi są układy hydrauliki maszynowej. Sklasyfikowano procesy zachodzące w układach oraz na przykładzie pompy hydraulicznej pokazano mechanizm powstawania drgań, których miary można wykorzystać do diagnozowania stanu technicznego pomp. Przedstawiono ogólny algorytm diagnozowania układów hydrauliki maszynowej.

Słowa kluczowe: diagnozowanie, układy hydrauliczne, drgania, algorytm.

DIAGNOSTIC OF HYDRAULIC SYSTEMS

Summary

The paper presents diagnostic problems of hydraulic systems and there was given suggestions on process occurring in hydraulic systems. There was presented the mechanism of generation of vibrations an the example of a hydraulic pump. The general diagnostic algorithm of hydraulic systems was presented.

Keywords: diagnostics, hydraulic system, vibration, algorithm.

1. WSTĘP

Ważnymi problemami związanymi z diagnozowaniem układów hydrauliki maszynowej są: wybór sygnałów diagnostycznych, które w sposób optymalny identyfikują stan funkcjonalny (w ściśle określonej chwili) diagnozowanego układu (lub elementu układu) oraz znajomość modelu generowania wybranych sygnałów diagnostycznych.

Jednoznaczna ocena stanu technicznego elementów układu hydraulicznego za pomocą generowanych przez nie sygnałów diagnostycznych wymaga skojarzenia miar procesów wykorzystywanych w procesie diagnozowania z parametrami funkcjonalnymi diagnozowanych elementów.

Dowolny stan układu hydrauliki maszynowej można wyrazić zbiorem wartości liczbowych (macierzą), które charakteryzują strukturę układu oraz procesy w nim zachodzące. Wymagana jest przy tym znajomość procesów zachodzących w diagnozowanym układzie (lub elemencie), parametrów charakteryzujących procesy oraz wybór optymalnych sygnałów diagnostycznych i miejsca ich pomiaru.

Wiedza o metodach pozyskiwania informacji diagnostycznej i środkach umożliwiających pozyskiwanie informacji niezbędna jest już na etapie konstruowania maszyn, a właściwe

wykorzystanie uzyskanej wiedzy pozwala na wdrażanie efektywnych metod eksploatacji.

Układy hydrauliczne urządzeń i maszyn roboczych powinny charakteryzować się wysokim poziomem podatności diagnostycznej, przy czym wybór metod i środków diagnozowania zależy przede wszystkim od następujących czynników:

- czy dane urządzenie (lub maszyna robocza) jest wytworem seryjnym, jednostkowym,
- hierarchii urządzenia w realizowanym procesie technologicznym,
- sposobu użytkowania urządzenia (maszyny roboczej) - w procesie ciągłym czy okresowo,
- wymaganego poziomu niezawodności,
- stopnia złożoności konstrukcji,
- kosztów urządzenia (maszyny roboczej),
- poziomem automatyzacji i skomputeryzowania,
- poziomu bezpieczeństwa obsługiwanego danego układu hydraulicznego.

Specyfika diagnozowania układów hydraulicznych polega na tym, iż trudno podać definicję stanów układu (stanu sprawności lub niesprawności oraz stanu zdatności lub niezdatności). Trudności wynikają z braku jednoznacznie określonych wartości dopuszczalnych i granicznych mierzonych parametrów oraz z faktu, iż elementy wykonawcze układów hydraulicznych, takie jak silniki hydrauliczne, współpracują z podzespołami mechanicznymi, których niesprawności mogą wpływać na wartości

niektórych mierzonych parametrów charakteryzujących pracę diagnozowanego układu hydraulicznego.

Diagnosta w takiej sytuacji ma następujące możliwości:

1. Ustalenie (na podstawie własnego doświadczenia) wartości granicznych mierzonych parametrów;
2. Wykorzystanie wiedzy innych osób, zajmujących się analogiczną problematyką, dla ustalenia wartości granicznych mierzonych parametrów;
3. Ustalenie wartości granicznych mierzonych parametrów metodą analityczną.

2. POZYSKIWANIE INFORMACJI O STANIE TECHNICZNYM ELEMENTÓW UKŁADÓW HYDRAULICZNYCH

Pierwszym krokiem jest wyodrębnienie procesów, których charakterystyczne parametry mogą być wykorzystywane do diagnozowania układów hydraulicznych. W badaniach diagnostycznych przyjmuje się, że zbiór zmiennych wejściowych jest niezmienny podczas diagnozowania i dlatego, z dużym prawdopodobieństwem można przyjąć założenie, że przyczyną zmian wartości parametrów diagnostycznych są zmiany stanu technicznego elementów układu hydraulicznego.

Jest wiele parametrów procesów, które dokładnie charakteryzują stan techniczny elementów układów hydrauliki maszynowej. Można podzielić je na następujące grupy:

- hydrodynamiczne,
- mechaniczne,
- elektryczne (np. w przypadkach sterowania elektrohydraulicznego),
- inne.

Procesy robocze charakteryzują parametry, których zmiana wartości wpływa na pracę elementów układu hydraulicznego, ale nie zawsze są prostą funkcją stanu technicznego elementów.

Wartości parametrów charakteryzujących procesy towarzyszące zależą od poziomu wartości oddziaływań wymuszających te procesy oraz od cech charakteryzujących miejsce pomiaru sygnału do celów diagnostycznych (są zatem funkcją stanu technicznego elementów układu).

Podział procesów fizyko – chemicznych przedstawiony na rys. 1 i 2 na robocze (pierwotne) oraz towarzyszące (wtórne) nie wyczerpuje możliwości dokonania innego podziału procesów przebiegających w układach hydrauliki maszynowej. Przedstawiony podział dogodny pod kątem wyboru nośników informacji diagnostycznej charakteryzujących się dużą pojemnością informacyjną oraz dużą podatnością diagnostyczną.

Stan bieżący układu hydraulicznego, lub jego elementów, opisują między innymi następujące parametry:

- ciśnienie mierzone w różnych punktach układu (MPa),
- różnica ciśnień pomiędzy dwoma punktami układu - Δp (MPa),
- pulsacja ciśnienia Δp (MPa),
- objętościowe natężenie przepływu cieczy roboczej w przewodach zasilających (dm^3/min),
- przecieki wewnętrzne w elementach układu (dm^3/min),
- temperatura oleju hydraulicznego ($^{\circ}\text{C}$),
- dynamika wzrostu temperatury elementów układu ($^{\circ}\text{C}/\text{min}$);
- klasa czystości cieczy roboczej,
- charakterystyka zanieczyszczeń cieczy roboczej,
- czasy trwania ruchów roboczych elementów wykonawczych (s),
- prędkości obrotowe lub liniowe elementów wykonawczych (min^{-1} ; m/s),
- natężenie prądu elektrycznego (A),
- napięcie prądu elektrycznego (V),
- poziom hałasu (dotyczy pomp i silników hydraulicznych) (dBA),
- amplitudy: ciśnienia, drgań elementów układu itp.

Wymienione wyżej parametry, których liczba może dochodzić kilkudziesięciu, mierzone w różnych punktach układu hydraulicznego, mogą stanowić cenne źródło informacji o funkcjonowaniu elementów układu i pozwalają na określenie ich stanu technicznego.

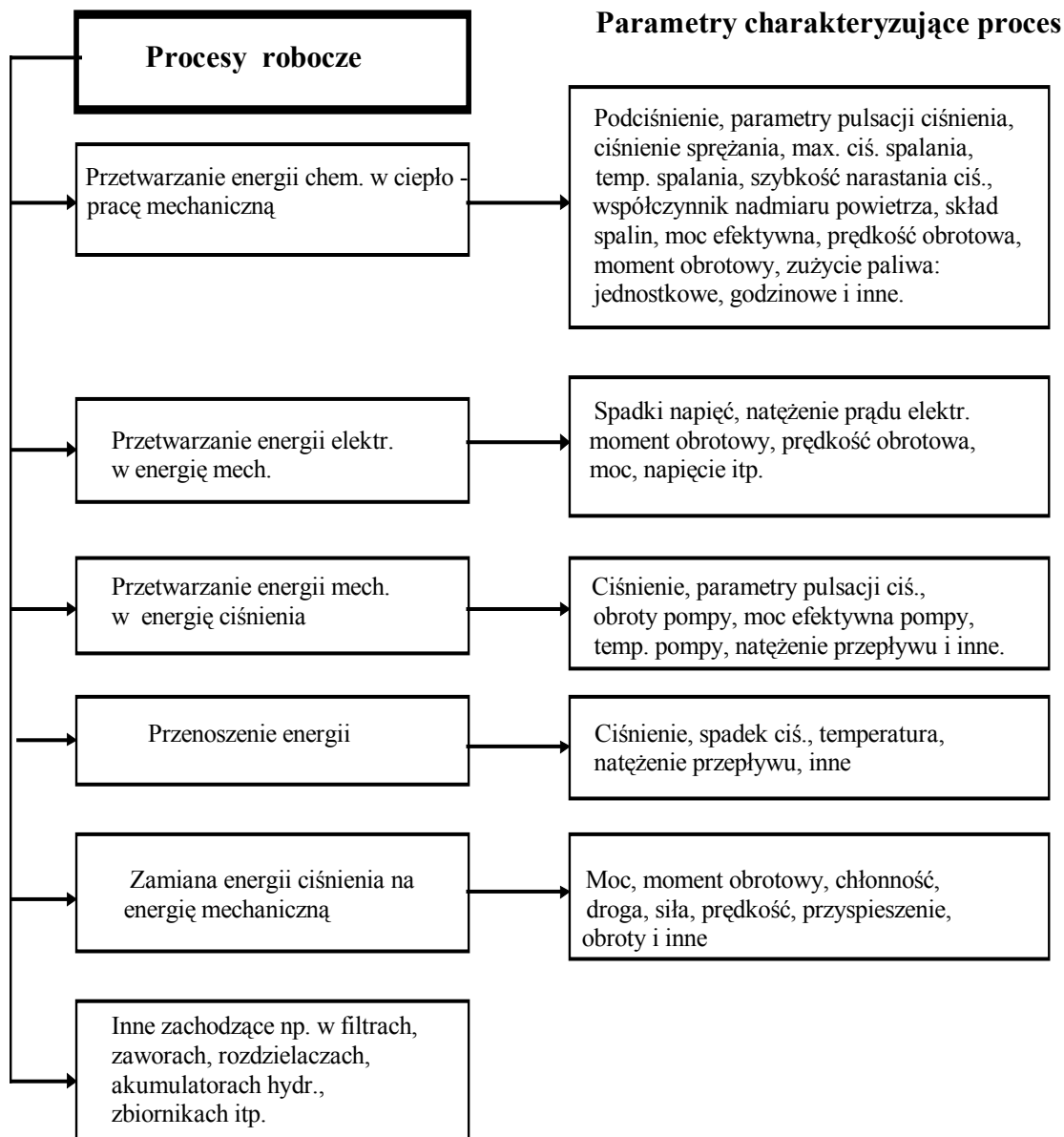
3. MODEL GENEROWANIA SYGNAŁU DIAGNOSTYCZNEGO

Procesy, przebiegające w elementach układów hydraulicznych, generują powstawanie sił wymuszających, powodujących zaburzenia stanu równowagi (pomiędzy siłami bezwładności, tłumienia, sprężystości i in.) elementów układu hydraulicznego, które rozchodzą się w postaci fal charakterystycznych dla struktury danego elementu. Falowy charakter zaburzeń wynika z własności fizycznych środowiska, okresowości występowania sił wymuszających oraz losowego charakteru zakłóceń.

Dla funkcjonalnie i kinematycznie nieskomplikowanych elementów układów hydraulicznych istnieje możliwość utworzenia prostego i zarazem rzeczywistego modelu generowania optymalnego sygnału diagnostycznego (symptomu). Analiza takiego modelu umożliwia śledzenie zmian symptomu (w funkcji czasu eksploatacji) i określenie dopuszczalnych wartości liczbowych symptomu (wartości dopuszczalne, graniczne) dla diagnozowanego elementu.

W przypadku bardziej skomplikowanych elementów (np. pompy, silniki hydrauliczne, serwowawory, elementy proporcjonalne) modele generowania wybranego sygnału diagnostycznego dają możliwość opracowania nowych, dotychczas

niestosowanych, miar sygnałów przydatnych do celów diagnozowania, zwłaszcza pełniejsze wykorzystanie parametrów charakteryzujących procesy towarzyszące takim jak procesy wibroakustyczne.

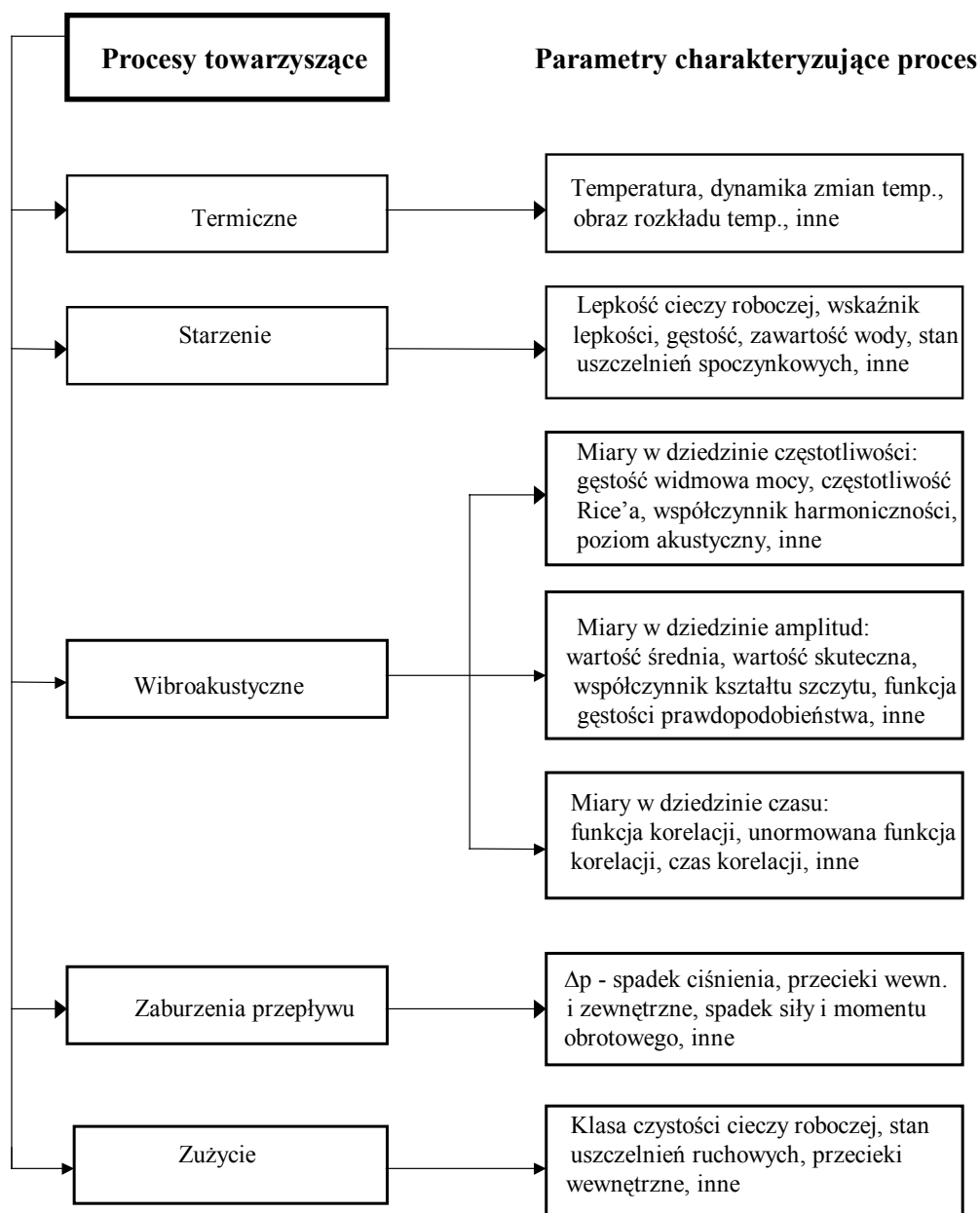


Rys. 1. Klasyfikacja i opis procesów roboczych zachodzących w układach hydrauliki maszynowej

Opracowanie nowych miar sygnałów diagnostycznych wiąże się z precyzyjnym zaprojektowaniem eksperymentów diagnostycznych i długotrwałymi badaniami stanowiskowymi w celu uzyskania niezbędnych danych dla skonstruowania tzw. krzywych życia, z których specjalizowane procedury statystyczne pozwalają wyodrębnić charakterystyczne sygnały i ich miary przydatne w procesie diagnozowania.

Na rys. 3 przedstawiono ogólny mechanizm powstawania drgań i emisji akustycznej na przykładzie pompy hydraulicznej (bez wnikania w jej konstrukcję).

Interpretacja modelu generowania wibroakustycznego sygnału diagnostycznego, przy założeniach, że $\Theta = const$ oraz, że układ dynamiczny cząstkowy jest stacjonarny i liniowy, jest następująca.

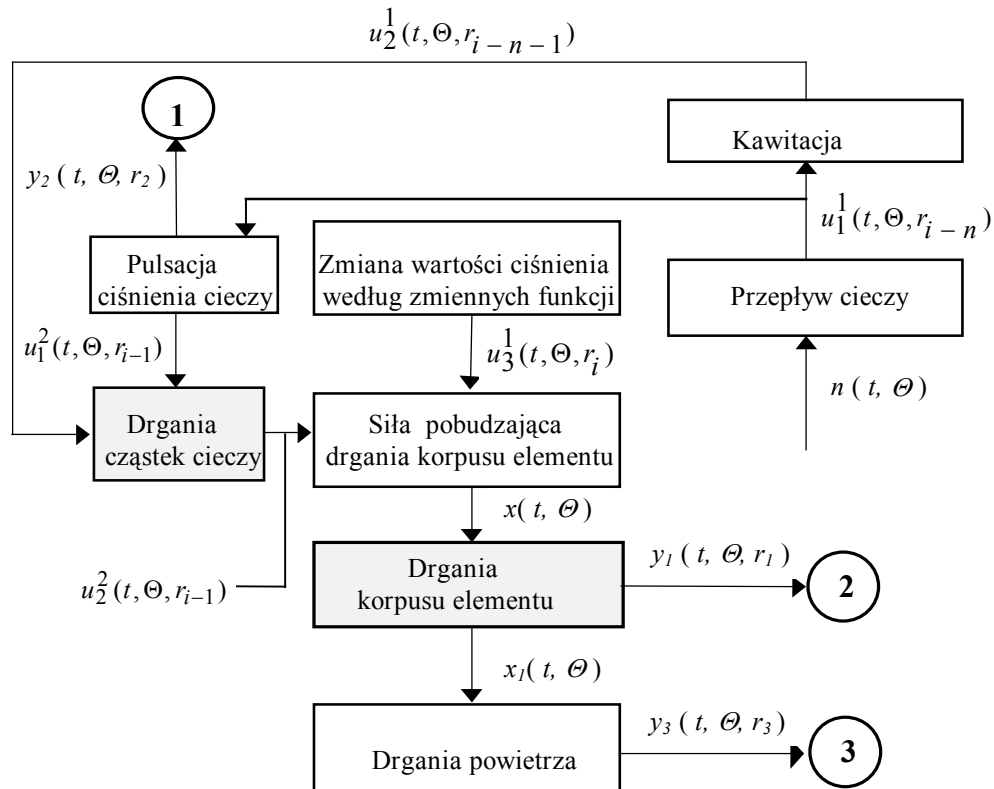


Rys. 2. Klasyfikacja i opis procesów towarzyszących zachodzących w układach hydrauliki maszynowej

Sygnał wyjściowy $y_n(t, \Theta, r_n)$ jest ważoną sumą odpowiedzi pompy hydraulicznej na wszystkie zdarzenia elementarne $u_n(t, \Theta, r_n)$, występujące w takiej samej sekwencji w cząstkowych układach dynamicznych mających (każdy) impulsową funkcję przejścia $h_n(t, \Theta, r_n)$. Zdarzenia elementarne mogą być pierwotne (górny indeks -1) lub wtórne (górny indeks -2). Oddziaływania, po przejściu przez cząstkowe układy dynamiczne, dodatkowo ulegają

przekształceniu w materiale z którego wykonany został korpus pompy hydraulicznej, również zmiana miejsca pomiaru sygnału diagnostycznego wiąże się z zmianą transmitancji, dając w końcowym efekcie mierzony sygnał diagnostyczny $y_n(t, \Theta, r_n)$.

Przez $n(t, \Theta)$ oznaczono oddziaływania losowe, wywołane mikrozwłaskami dynamicznymi np. tarcie czy zjawiskiem kolmatacji.



Rys. 3. Ogólny mechanizm powstawania drgań, na przykładzie pompy hydraulicznej
1, 2, 3, miejsca pomiaru sygnałów diagnostycznych
t - czas pomiaru;
Q - czas użytkowania pompy hydraulicznej (czas życia pompy);
r - przestrzeń;

3. METODYKA DIAGNOZOWANIA

O wyborze metody diagnozowania w konkretnych przypadkach decyduje wiele czynników, z których najważniejsze to:

1. Wyposażenie w środki diagnozy wbudowane na stałe w układ hydrauliczny;
2. Wyposażenie w środki diagnozy zespołu diagnostycznego;
3. Podatność diagnostyczna układu hydraulicznego;
4. Stopień złożoności układu hydraulicznego;
5. Czas niezbędny do realizacji badania diagnostycznego;
6. Wiarygodność otrzymanych wyników.

W przypadku prostych, o małym stopniu złożoności, układów hydraulicznych wystarczające są metody organoleptyczne (metody obserwacji prostej).

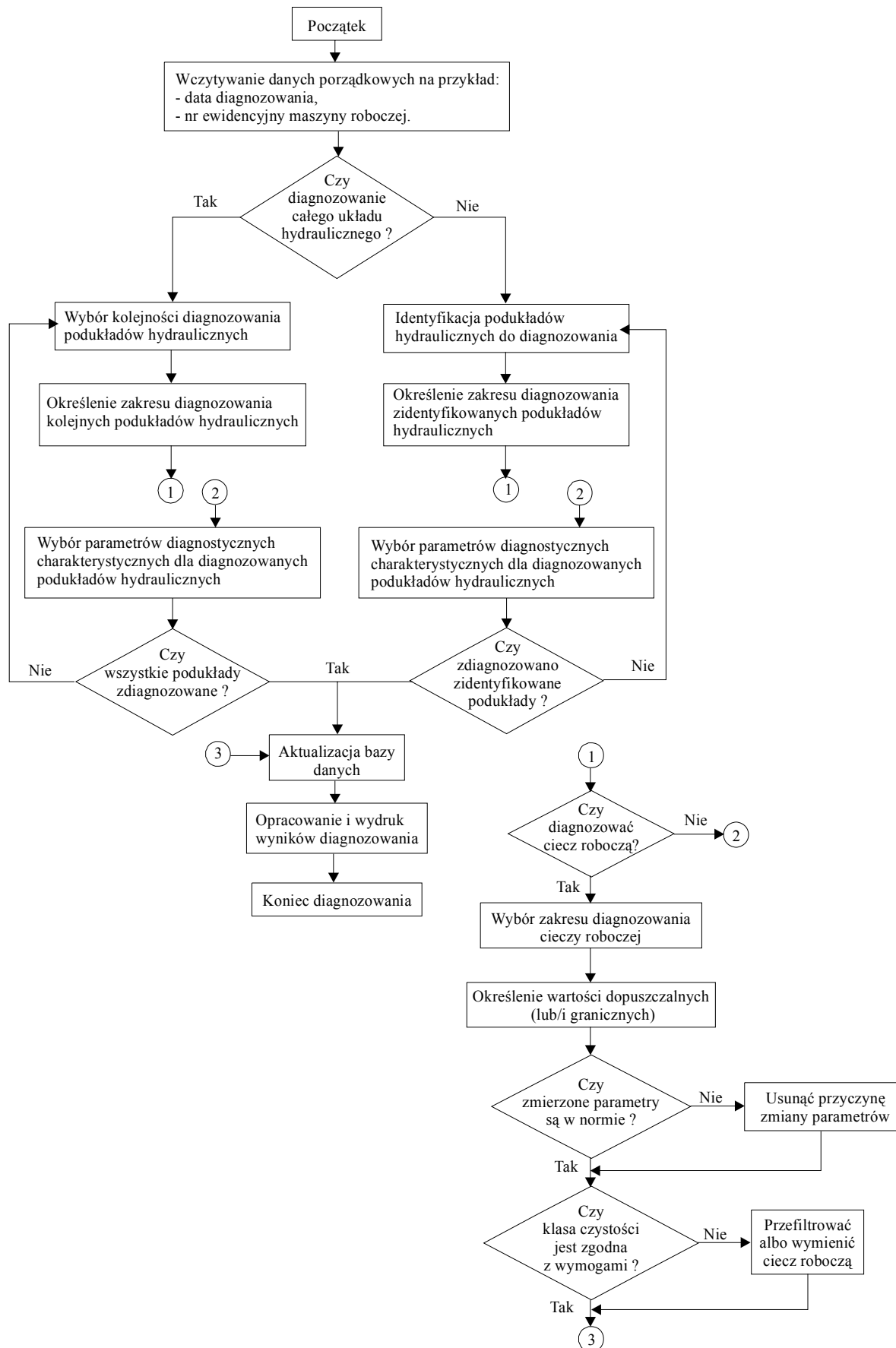
W niektórych sytuacjach niektóre wielkości można określić tylko przez dokonanie pomiarów bezpośrednich. Dotyczy to przede wszystkim wielkości konstrukcyjnych takich jak:

- współosiowość pompy i silnika napędzającego,

- położenie osi członów wykonawczych (siłowników hydraulicznych, silników obrotowych itp.).

Dlatego bardzo ważną rolę przy wyborze zakresu diagnozowania układu hydraulicznego odgrywają: prawidłowo przeprowadzona dekompozycja układu hydraulicznego (w tym również określenie poziomu dekompozycji), ustalenie właściwych dla diagnozowanego podukładu lub elementu, parametrów diagnostycznych, określenie poziomu bezpieczeństwa, znajomość klasy czystości cieczy roboczej wymaganej dla danego układu hydraulicznego, określenie wartości dopuszczalnych (lub / i granicznych) mierzonych parametrów oraz dobór odpowiedniego oprzyrządowania diagnostycznego.

Algorytm diagnozowania układów hydraulicznych przedstawiono na rys. 4. Kontrola stopnia zanieczyszczenia cieczy roboczej w procesie użytkowania polega na określeniu klasy czystości (pod kątem zawartości zanieczyszczeń stałych) cieczy według obowiązującej klasyfikacji ISO 4406, okresowym sprawdzaniu skłonności do pienienia się podczas intensywnej pracy układu hydraulicznego, sprawdzaniu barwy, przezroczystości, klarowności albo zmętnienia.



Rys. 4. Algorytm diagnozowania układów hydrauliki maszynowej

Należy także poddać kontroli ilość osadu w próbkach cieczy roboczych pobieranych z odstożników filtrów, z dna zbiornika oraz ze ślepych komór, w których na skutek małej intensywności przepływu cieczy roboczych gromadzi się osad (szlam, muł).

Do zanieczyszczeń, nie zalicza się pęcherzyków gazowych, pomimo istotnie szkodliwego ich wpływu na prawidłowe działanie elementów układów hydraulicznych.

Kontrola stopnia zanieczyszczenia cieczy roboczej wymaga posiadania wysoko specjalistycznych i drogich urządzeń diagnostycznych.

4. PODSUMOWANIE

1. Wdrożenie metod i zasad diagnostyki do systemu eksploatacji urządzeń oraz maszyn roboczych, w których zastosowano układy hydrauliki maszynowej, uwarunkowane jest również wskaźnikami ekonomicznymi, dlatego też istnieje konieczność opracowania prostych metod oceny efektywności diagnozowania oraz oceny podatności diagnostycznej układów hydrauliki maszynowej.
2. Istnieje wiele parametrów charakteryzujących procesy tak robocze jak i towarzyszące zachodzące w układach hydrauliki maszynowej. Nie wszystkie dostępne parametry spełniają warunki niezbędne do tego, żeby można je było wykorzystać w procesie diagnozowania.
3. Istnieje konieczność opracowania ujednoliconych kryteriów wartości granicznych parametrów diagnostycznych, zwłaszcza w przypadku hydraulicznych elementów napędowych i sterujących.
4. Wybór optymalnych sygnałów diagnostycznych (dla konkretnego elementu układu hydraulicznego) wymaga dokładnej znajomości zjawiska generowania interesujących nas sygnałów, ponieważ nie zawsze jest możliwy bezpośredni pomiar siły wymuszającej powstawanie sygnału diagnostycznego, a co za tym idzie uzyskanie wyników pomiarów uwzględniających właściwości fizyczne środowiska.

LITERATURA

1. Chalamoński M., Dulcet E.: Podatność diagnostyczna układów hydraulicznych ciągników kołowych. ICAE Madrid 1996.
2. Chalamoński M.: Podatność diagnostyczna systemów hydraulicznych ciągników kołowych. Niezawodność i bezpieczeństwo systemów technicznych. Rep. Białoruś, Mińsk 1997.
3. Chalamoński M.: Diagnostowanie układów hydrauliki maszynowej samobieżnych maszyn roboczych. 52 Konferencja Wyższe Szkoły Techniczne Republice. Rep. Białoruś, Mińsk 1997.
4. Chalamoński M., Dulcet E., Woropay M.: Analiza uszkodzeń elementów układu hydrauliki maszynowej maszyn rolniczych. ICAE, Oslo, AgEng 1998.
5. Żółtowski B.: Podstawy diagnostyki maszyn. Wydawnictwo Uczelniane ATR, Bydgoszcz 1996.
6. Chalamoński M.: Diagnostowanie układów hydraulicznych maszyn roboczych. Wydawnictwo ATR. Bydgoszcz, 2000.
7. Chalamoński M.: Diagnostowanie układów hydraulicznych samobieżnych maszyn roboczych. Rozprawa habilitacyjna. Rep. Białoruś, Mińsk, 2000.



Dr hab. inż. **Mariusz Chalamoński** jest pracownikiem Pracowni Diagnostyki Maszyn w Katedrze Maszyn Roboczych i Pojazdów Akademii Techniczno - Rolniczej w Bydgoszczy. Absolwent Wydziału Budowy Maszyn

i Okrętów Politechniki Szczecińskiej. Zajmuje się problematyką eksploatacji układów hydrauliki maszynowej, a w szczególności technikami filtracyjnymi. Jest autorem wielu prac naukowych opublikowanych w kraju i za granicą oraz książki „Diagnostowanie układów hydraulicznych maszyn roboczych” (2000).

DOBÓR ZESPOŁU EKSPERTÓW DO DIAGNOZOWANIA STANU MASZYN

Wiktor KUPRASZEWICZ
 Centrum Szkolenia Czołgowo-Samochodowego
 64-920 Piła, ul. Podchorążych 1, wikkup@polbox.com

Bogdan ŻÓŁTOWSKI
 Akademia Techniczno-Rolnicza w Bydgoszczy, KMR i P
 85-763 Bydgoszcz, ul. Prof. S. Kaliskiego 7, bogzol@atr.bydgoszcz.pl

Streszczenie

Podczas diagnozowania maszyn dokonujemy pomiarów wielu parametrów diagnostycznych, na podstawie których podejmowana jest decyzja, co do dalszej eksploatacji obiektu. Często, przy ocenie stanu złożonych obiektów technicznych, odwołujemy się do opinii specjalistów. Posiadając odpowiednie środki, prawie zawsze, odwołujemy się do opinii ekspertów, szczególnie gdy w grę wchodzi wysokie koszty usunięcia awarii lub bezpieczeństwo ludzi. Może jednak okazać się, że poziom zróżnicowania znajomości danego problemu przez ekspertów jest różny, a uzyskanie wysokiej jakości opinii wątpliwe. W artykule przedstawiono metodę doboru ekspertów, z zastosowaniem modelu obiektowego aparatury rejestrującej stan obiektu.

Słowa kluczowe: ekspert, dobór ekspertów, system ekspertowy, diagnostyka, stan maszyn.

THE SELECTION OF THE EXPERTS TEAM TO DIAGNOSE THE CONDITION OF THE MACHINES

Summary

When state of the machines is diagnosed we make measures of many diagnostic parameters which create the base that lets us make the decision, how to operate the object in the future? Often while assessing the state of the complex technical objects, we resort to the specialists' opinion. Having the proper means, almost always, we resort to the experts' opinion, especially when the high cost of repairing or safety of people is involved. However it might appear that the diversity of knowledge of given problem among the experts is different and receiving a high quality opinion is doubtful. This is the reason showing the necessity to determine the number of specialists that can be the candidates to the experts team as well as the necessity of conducting the assessment of the diagnostic parameters recorded during the measurements. This article presents the way of choosing the experts while using the object's model of the recording device which registers the condition of the object.

Keywords: expert, selection of experts, expert system, diagnostic, state of machine.

1. WPROWADZENIE

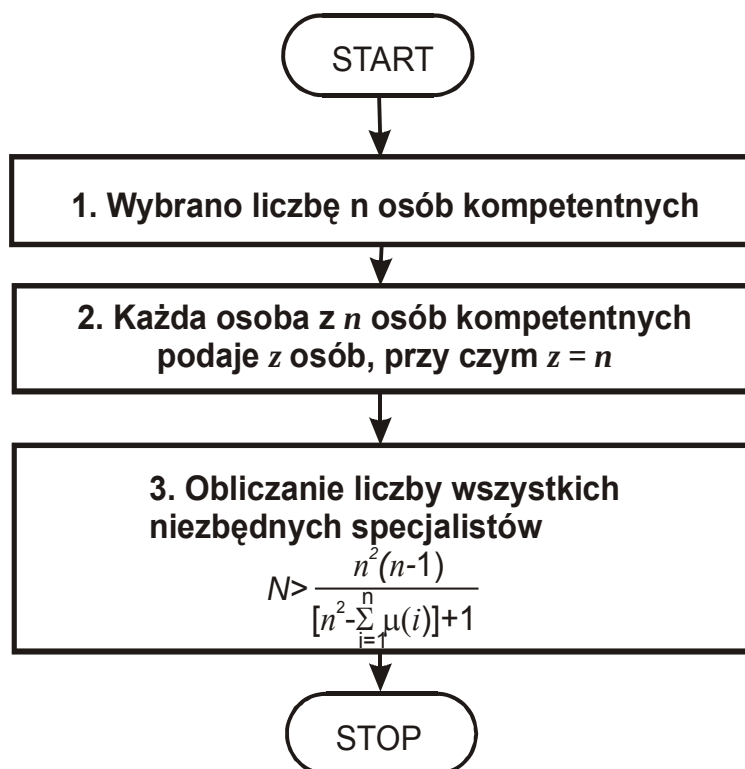
W każdym systemie doradczym jednym z głównych elementów decydującym o jego jakości, jest baza wiedzy. Jakość otrzymanych opinii istotnie zależy od jakości generowanych ocen ekspertów. Dlatego też należy starannie dobierać i badać zespół ekspertów, pod względem jego kompetencji i zgodności opinii. Osoby, których oceny chcemy wykorzystać w systemie doradczym nie mogą być przypadkowe, lecz muszą być specjalistami wysokiej klasy, a ich opinie umiarkowanie zgodne.

Wstępną liczbę ekspertów ustalono na podstawie niżej podanego algorytmu (rys.1.). Minimalna liczba specjalistów przy założeniu, że każdy z n specjalistów typuje taką samą liczbę $z = n$ specjalistów w swoim gronie, obliczona jest ze wzoru (1):

$$N > \frac{nz(n-1)}{(nz - \sum_{i=1}^n \mu(i)) + 1} \quad (1)$$

gdzie: N – niezbędna liczba specjalistów; z – kompetentni specjaliści podani przez n wytypowanych specjalistów; $\mu(i)$ – liczba nie powtarzających się specjalistów podana przez i -tego specjalistę z n grup.

2. WSTĘPNY DOBÓR I OCENA EKSPERTÓW



Rys.1. Algorytm obliczania niezbędnej liczby specjalistów

Przy założeniu, że n specjalistów poda taką samą liczbę specjalistów tj. $z = n$, to przedstawiony wzór się uprości i otrzymamy (2).

$$N > \frac{n^2(n-1)}{(n^2 - \sum_{i=1}^n \mu(i)) + 1} \quad (2)$$

Aby obliczyć niezbędną, wstępną liczbę specjalistów, kandydujących do grona ekspertów, zapytano w pewnej instytucji specjalistów A, B, C, D, E, F, G, H, aby podali sobie znanych ośmiu specjalistów, w pewnej wąskiej dziedzinie wiedzy (wyniki zestawiono w tabeli nr1). Liczba niepowtarzających się specjalistów (kolumna 4) ustalana jest w odniesieniu do pierwszego zespołu (kolumna 2).

Podstawiając do wzoru (2) dane z tabeli 1., otrzymano niezbędną liczbę specjalistów:

$$N > \frac{8^2(8-1)}{(8^2 - 46) + 1} = \frac{64 \times 7}{(64 - 46) + 1} = \frac{448}{19} = 23,578 \quad (3)$$

Minimalny zespół, w tym przypadku, powinien składać się z 24 specjalistów. Ponieważ wszystkich specjalistów podanych przez $n = 8$ wytypowanych specjalistów jest 24 (A, B, C, D, E, F, G, H, I, J, K, L, M, N, O, P, R, S, T, U, W, X, Y, Z), a potrzebna, obliczona liczba specjalistów wyniosła 24, co można przyjąć do dalszych rozważań, jako początkowy zespół specjalistów. Do oceny stopnia

kompetencji eksperta zastosowano współczynnik K_k kompetencji eksperta wyrażony wzorem (4):

$$K_k = \frac{k_z + k_a}{2} \quad (4)$$

gdzie: K_k – współczynnik kompetencji eksperta, k_z – współczynnik stopnia znajomości problemu przez eksperta, k_a – współczynnik argumentacji.

Współczynnik k_z i k_a uzyskano na podstawie samooceny wytypowanych specjalistów. Każdy z zastosowanych współczynników przyjmuje wartość z przedziału $<0;1>$; zatem współczynnik K_k również przyjmuje wartości z przedziału $<0;1>$.

Każdy ze specjalistów kandydujący do grona ekspertów, sam określił swoją znajomość danego problemu, podając odpowiednią ilość punktów w jedenastopunktowej skali. Wartości punktów do samooceny zostały przedstawione w tabeli 2.

Podaną przez eksperta liczbę punktów mnoży się przez 0,1 i tak otrzymaną liczbę przyjmuje się jako współczynnik stopnia znajomości problemu przez eksperta k_z . Współczynnik argumentacji k_a uwzględnia strukturę argumentów, będących podstawą do określenia oceny wystawianej przez danego eksperta poszczególnym obiektom.

Wartość tego współczynnika można wyznaczyć poprzez zsumowanie wartości zaznaczonych przez eksperta w polach tabeli 3, stopień źródła argumentacji na opinię eksperta.

Tabela 1. Typowanie szerokiego grona specjalistów

Lp.	Wytypowani specjaliści n	Wytypowani $z = n$ specjalistów przez n specjalistów	Liczba $\mu(i)$ nie powtarzających się specjalistów
1.	2.	3.	4.
1.	A	B;K;L;M;N;R;W	7
2.	B	A;C;J;L;M;P;X;Y	6
3.	C	A;D;G;K;L;N;P;R	5
4.	D	A;E;M;N;P;R;S;X	6
5.	E	B; K;M;N;P;S;T;U	7
6.	F	A;C;E;I;K;N;R;Z	5
7.	G	D;F;I;L;M;N;P;S	6
8.	H	C;D;F;G;R;S;T;U;	4
RAZEM			46

Tabela 2. Wartość punktów do samooceny eksperta (specjalisty)

Wartość punktów	Opis skali
0,1	Ekspert nie zna problemu.
2,3	Ekspert słabo zna problem ale wchodzi on w sferę jego zainteresowań.
4,5,6	Ekspert w stopniu zadawalającym zna problem , ale nie bierze udziału w jego praktycznym rozwiązaniu.
7,8,9	Ekspert dobrze zna problem , uczestniczy w praktycznym jego rozwiązaniu.
10	Ekspert doskonale zna problem . Problem należy do wąskiej specjalizacji eksperta.

Tabela 3. Współczynnik argumentacji k_a

Lp.	Źródło argumentacji	Argumentacja		
		wysoka	średnia	niska
1.	Przeprowadzona przez eksperta analiza teoretyczna	0,2	0,15	0,1
2.	Doświadczenie praktyczne eksperta	0,5	0,35	0,2
3.	Znajomość prac rodzimych autorów	0,05	0,04	0,03
4.	Znajomość prac zagranicznych autorów	0,05	0,04	0,03
5.	Intuicja eksperta	0,2	0,17	0,14

Współczynnik argumentacji nie powinien być większy od 1, natomiast jego wartość $k_a=1$, $k_a=0,75$, $k_a=0,5$, odpowiadają (odpowiednio) za wysoki, średni, niski stopień wpływu wszystkich źródeł argumentacji na opinię eksperta. Wartość

współczynnika k_a zmniejsza się przy przechodzeniu od doświadczenia praktycznego do analizy teoretycznej. W ramach przeprowadzonych badań poszczególni eksperci uzyskali następujące wyniki, które zestawiono w tabeli 4.

Tabela 4. Wartość współczynnika kompetencji eksperta

Ekspert	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L
k_a	0,97	0,93	0,77	0,80	0,82	0,79	0,71	0,83	0,57	0,59	0,53	0,77
k_z	0,9	0,9	0,7	0,8	0,8	0,8	0,7	0,8	0,6	0,7	0,5	0,7
$K_k = \frac{k_a + k_z}{2}$	0,935	0,915	0,735	0,80	0,81	0,795	0,705	0,815	0,585	0,645	0,515	0,735
Ekspert	M	N	O	P	R	S	T	U	W	X	Y	Z
k_a	0,56	0,83	0,76	0,79	0,82	0,71	0,53	0,76	0,56	0,83	0,59	0,77
k_z	0,6	0,9	0,8	0,8	0,9	0,8	0,6	0,7	0,7	0,9	0,7	0,7
$K_k = \frac{k_a + k_z}{2}$	0,580	0,865	0,780	0,795	0,86	0,755	0,565	0,73	0,63	0,865	0,645	0,735

Ustalając wartość progową współczynnika $K_k = \varepsilon$ (ze względu na wstępny dobór zespołu przyjęto: $\varepsilon = 0,6$), na podstawie obliczonych wartości usunięto tych ekspertów, dla których wartość K_k była mniejsza od ε ($K_k < 0,6$). Przy takim założeniu usunięto eksperta I, K, M, T. W tabeli 4. tłustym drukiem zaznaczono ekspertów, którzy nie spełnili warunku osiągnięcia współczynnika $K_k > 0,6$. Do dalszych rozważań ustalono, zespół ekspertów w liczbie 20.

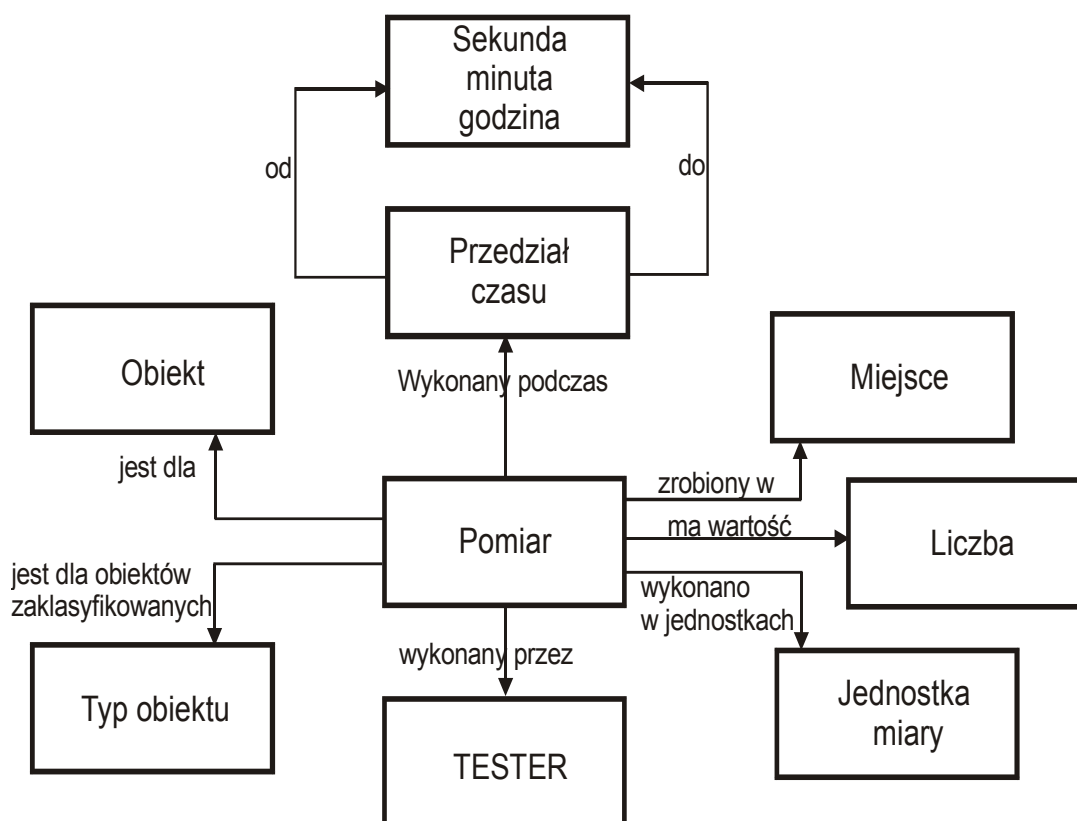
3. WYZNACZENIE WAŻNOŚCI OBIEKTÓW NA PODSTAWIE OPINII EKSPERTÓW

Przyrządy wielofunkcyjne (testery) dokonują pomiarów, co do których mamy wątpliwości, ze względu na różny poziom informacji jaki niosą

z sobą sygnały diagnostyczne. Możemy stwierdzić, że niektóre informacje są więcej, a inne mniej istotne dla operatora takiego przyrządu. Określając poszczególne funkcje testera jako obiekty (jednej funkcji pomiarowej możemy przypisać kilka obiektów), chcemy wiedzieć które niosą ze sobą maksimum informacji o diagnozowanym obiekcie. Oceny takiej często dokonują eksperci, a metodę nazwano, wyznaczaniem ważności obiektów na podstawie opinii ekspertów.

Diagram obiektowy dla pomiarów realizowanych przez TESTER pokazano na rys. 2.

Z funkcji przyrządu wytypowano następujące parametry, którym przypisano poszczególne obiekty, a dla uproszczenia przedstawianych danych w trakcie obliczeń, nadano im symbole od A1 do A14. (tabela 5).



Rys.2 Diagram obiektowy pomiaru testera

Tabela 5. Parametry stanu mierzone przez tester w ujęciu obiektowym

Lp	Parametr stanu mierzony przez TESTER	Jednostka miary	Obiekt	Miejsce	Symbo l
1.	Napięcia akumulatora jałowe	[V]	Akumulator	Zaciski akumulatora	A1
2.	Napięcie akumulatora podczas rozruchu	[V]	Akumulator, opory rozruchu	Zaciski akumulatora	A2
3.	Natężenie prądu rozruchowego	[A]	Akumulator, opory rozruchu	Przewód prądowy	A3
4.	Napięcie akumulatora podczas pracy silnika	[V]	Regulator napięcia prądnicy, prądnica	Zaciski akumulatora	A4
5.	Poziom ciśnienia wtrysku	[%]	Aparatura wtryskowa	Przewód wtryskowy Przy wtryskiwaczu	A5
6.	Temperatura cieczy	[°C]	Układ chłodzenia Aparatura wtryskowa	Miejsce wypływu cieczy chłodzącej z głowicy	A6
7.	Obroty wału korbowego na biegu jałowym	[Obr/min]	Aparatura wtryskowa	Przewód wtryskowy przy wtryskiwaczu	A7
8.	Nierównomierność obrotów wału korbowego.	[%]	Aparatura wtryskowa	Przewód wtryskowy przy wtryskiwaczu	A8
9.	Dynamiczny kąt początku tłoczenia	[°OWK]	Aparatura wtryskowa	Koło zamachowe	A9
10.	Oscylogram ciśnienia w przew. Wtryskowych	Oscylogram	Aparatura wtryskowa	Przewód wtryskowy przy wtryskiwaczu	A10
11.	Względna dawka paliwa	[%]	Aparatura wtryskowa	Przewód wtryskowy przy wtryskiwaczu	A11
12.	Moc efektywna (char.)	[%]	Aparatura wtryskowa Proces spalania	Przewód wtryskowy przy wtryskiwaczu	A12
13.	Moment obrotowy efektywny (char.)	[%]	Aparatura wtryskowa Proces spalania	Przewód wtryskowy przy wtryskiwaczu	A13
14.	Funkcja KOMPRESJA szczelności cylindrów	[%]	Przestrzeń robocza	Przewód prądowy	A14

Zespół złożony z 20 ekspertów (A, B, C, B, E, F, G, H, J, L, N, O, P, R, S, U, W, X, Y, Z) dokonał oceny 14 obiektów (cech), przy następujących założeniach: m – liczba ekspertów biorących udział w grupowej ocenie, n – liczba ocenianych obiektów, m_j – liczba ekspertów oceniających obiekt A_j , $j = 1, \dots, k$, m^1 – liczba ekspertów oceniających choć jeden obiekt (metoda przewiduje przypadek gdy niektórzy eksperci nie dali ocen pewnym obiektom, gdyż uważają siebie za niedostatecznie kompetentnych), $m_{\max j}$ – liczba ekspertów którzy dali maksymalną liczbę punktów przy ocenie j -tego obiektu, c_{ij} – ocena w punktach względnej ważności obiektów przyznanej j -temu obiektowi przez i -tego eksperta, n^1 – liczba obiektów ocenianych przynajmniej przez jednego eksperta. Ekspert może przyznać od 0 do K punktów, jeśli się uważa za mało kompetentnego stawia „-”. Górna granica skali K jest większa lub równa kilkakrotnej wielokrotności ilości obiektów, aby zapewnić możliwość przyznania różnym obiektom różnych ocen. Zakłada się, że każdy obiekt jest oceniony przynajmniej przez jednego eksperta, a każdy

ekspert ocenił przynajmniej jeden obiekt. Podstawowym wskaźnikiem uogólnionej opinii ekspertów może być, wyznaczona dla każdego j -tego obiektu ($j = 1, 2, \dots, n^1$), średnia wartość jego oceny M_j w punktach dana wzorem (5):

$$M_j = \frac{\sum_{i=1}^{m_j} c_{ji}}{m_j} \quad (5)$$

Wartość M_j równa dolnej granicy skali punktowej odpowiada przypadkowi, gdy wszyscy oceniający j -ty obiekt eksperci dali najmniejszą możliwą ocenę ważności. Wartość M_j równa górnej granicy skali punktowej oznacza, że wszyscy eksperci przyznali największą możliwą ocenę. Im większa wartość M_j , tym znaczenie obiektu jest większe. Uzupełniającym wskaźnikiem charakteryzującym uogólnioną opinię grupy ekspertów o względnej ważności obiektów jest częstość największej możliwej oceny uzyskanej przez j -ty obiekt $K_{\max j}$ dana wzorem (6).

$$K_{\max j} = \frac{m_{\max j}}{m_j} \text{ gdzie } j = 1, \dots, n^I \quad (6)$$

Wskaźnik $K_{\max j}$ przyjmuje wartości z przedziału $<0;1>$. Charakteryzuje on znaczenie obiektu z punktu widzenia przyznania pierwszych miejsc.

Wyniki oceny ekspertów przedstawiono w tabeli 6. Wskaźnik $K_{\max j}$ zapisano w postaci ułamka zwykłego dla uwidocznienia przyznania liczby pierwszych miejsc. Ponieważ niektórzy eksperci nie oceniali pewnych obiektów, dla tych obiektów wyliczono punkty na podstawie średniej pozostałych (te przypadki zaznaczono w tabeli nr 6 odcieniem szarym).

Tabela 6. Wyniki oceny obiektów przez zespół ekspertów

	A	B	C	D	E	F	G	H	J	L	N	O
A1	20	20	10	20	30	40	30	20	10	20	20	20
A2	50	70	90	90	90	90	80	40	70	80	80	80
A3	50	30	70	90	90	80	60	100	80	70	60	70
A4	50	75	60	80	90	70	80	100	90	60	80	80
A5	100	100	89	90	89	89	89	50	80	90	100	80
A6	80	100	79	80	70	80	70	80	90	80	80	80
A7	50	60	64	30	50	60	70	100	50	70	70	70
A8	20	80	63	20	60	60	70	70	70	70	70	70
A9	20	60	57	80	50	80	70	60	70	50	50	60
A10	20	40	64	60	80	80	70	50	70	70	70	60
A11	50	50	53	30	50	70	60	40	60	60	60	40
A12	70	100	82	90	90	70	80	80	90	70	80	80
A13	80	100	79	90	90	80	70	80	80	70	70	80
A14	100	80	93	100	90	80	80	90	100	90	90	100

Tabela 6. Wyniki oceny obiektów przez zespół ekspertów c.d.

	P	R	S	U	W	X	Y	Z	Suma	M_j	$K_{\max j}$
A1	30	10	20	20	10	20	20	20	410	20,5	0/20
A2	70	60	80	80	80	70	80	80	1510	75,5	0/20
A3	80	70	50	70	80	80	60	70	1410	70,5	1/20
A4	70	80	80	60	70	80	80	80	1515	75,75	1/20
A5	90	100	90	80	90	90	90	100	1776	88,8	5/20
A6	80	70	80	70	80	80	80	80	1589	79,45	1/20
A7	50	70	70	70	70	60	70	70	1274	63,7	1/20
A8	70	60	70	60	70	70	70	70	1263	63,15	0/20
A9	50	50	60	50	50	60	50	60	1137	56,85	0/20
A10	70	70	70	70	50	70	70	70	1274	63,7	0/20
A11	60	60	60	60	60	40	60	40	1063	53,15	0/20
A12	80	90	80	90	70	80	70	90	1632	81,6	1/20
A13	70	80	80	80	70	80	70	80	1579	78,95	1/20
A14	90	100	100	90	100	100	90	100	1863	93,15	9/20

4. PODSUMOWANIE

1. Metody grupowej oceny ekspertów stosowane powinny być wszędzie tam, gdy nie dysponujemy danymi uzyskanymi na podstawie obserwacji lub nie istnieje spójna, dobrze uzasadniona, oraz obiektywnie sprawdzona teoria ustalająca, korelacyjne, przyczynowe związki między obserwowanymi zjawiskami.
2. Zastosowanie modelu obiektowego do oceny funkcji pomiarowych przyrządów

diagnostycznych, pozwala na uszeregowanie parametrów pomiarowych realizowanych podczas badania diagnostycznego, w zależności od wiedzy i intuicji eksperta.

3. Przedstawiony metodyka wyboru ekspertów z grona specjalistów, może być stosowana wszędzie tam, gdzie zależy nam na ocenie tych obiektów ze względu na pewną wyróżnioną cechę.

5. LITERATURA

- [1] Cholewa W.: Dynamiczne systemy doradcze w diagnostyce technicznej, Materiały konferencyjne, Kongres Diagnostyki Technicznej KDT'96, Gdańsk 1996.
- [2] Martin J., Odell J.J.: Podstawy metod obiektowych, WNT, Warszawa 1997.
- [3] Mięczyńska A.: Metoda heurystyczna – grupowa ocena ekspertów zastosowaniu do analizy procesów, produktów. Problemy eksploatacji maszyn. Warszawa 1996.
- [4] Steczkowski J., Zeliaś A.: Statystyczne metody analizy cech jakościowych, Wydawnictwo PWE., Warszawa 1981.
- [5] Żółtowski B.: Podstawy diagnostyki maszyn, Wyd. Uczel. ATR Bydgoszcz 1996.



Mgr inż. **Wiktor Kupraszewicz** jest pracownikiem dydaktycznym Centrum Szkolenia Czołgowo-Samochodowego w Pile. Od roku 1996 współpracuje z Katedrą Maszyn Roboczych i Pojazdów, ATR

w Bydgoszczy, gdzie kontynuuje pracę naukową, pod kierownictwem prof. dr hab. inż. Bogdana Żółtowskiego. Interesuje się metodami i środkami diagnozowania silników spalinowych z zastosowaniem techniki komputerowej, w tym sztucznej inteligencji. W czasie wolnym interesuje się sportem, uprawia żeglarsstwo i narciarstwo.



Prof. dr hab. inż. **Bogdan Żółtowski** jest pracownikiem naukowym Akademii Techniczno-Rolniczej w Bydgoszczy i kierownikiem Katedry Maszyn Roboczych i Pojazdów, Wydziału Mechanicznego tej uczelni. Działalność

naukową prowadzi w dziedzinie wibroakustyki i diagnostyki technicznej, dynamiki maszyn, metrologii i eksploatacji pojazdów, zarządzania eksploatacją obiektów technicznych. Ma w dorobku ponad 300 publikacji, jest autorem i współautorem 18 opracowań zwartych. Współpracuje z ośrodkami naukowymi w kraju (Politechnika Poznańska, Politechnika Śląska, AGH w Krakowie, WAT w Warszawie) i za granicą (Akademia w Mińsku, UWE Bristol, Birmingham Politechnic, Technion-Hajfa). W swoje dotychczasowej działalności naukowej wypromował wielu doktorów, magistrów i inżynierów. W czasie wolnym zajmuje się techniką motoryzacyjną, uprawia żeglarsstwo i narciarstwo.

METROLOGICZNO-INFORMACYJNE ASPEKTY BADAŃ DIAGNOSTYCZNYCH

Tadeusz M. DĄBROWSKI

Wojskowa Akademia Techniczna, Wydział Elektroniki, Zakład Systemów Diagnostycznych
00-908 Warszawa, ul. Kaliskiego 2, fax (22) 683-9082, e-mail tdabrowski@wel.wat.waw.pl

Streszczenie

Artykuł poświęcony jest krótkiemu przeglądowi tych zagadnień diagnostyki technicznej, które są także elementami miernictwa i teorii informacji. Poruszone zostały m. in. następujące wątki: rola diagnozy w procesie eksploatacji, rodzaje i formy diagnoz, metody i narzędzia stosowane w diagnostyce oraz aspekty metrologiczne wartości granicznych wielkości opisujących stan diagnozowanego obiektu.

Słowa kluczowe: diagnostyka, pomiary diagnostyczne, informacja diagnostyczna.

METROLOGIAL - INFORMATIVE ASPECTS OF DIAGNOSTIC INVESTIGATIONS

Summary

Article is sacrificed to these technical diagnostics problems short review, which are also elements of metrology and information theory. Agitated touched became among other following plots: part of diagnosis in exploitation process, kinds and forms of diagnosis's, methods and tools practical in diagnostics and aspects metrological of value terminal sizes describing the diagnosed object state.

Keywords: diagnostics, measurements diagnostic, diagnostic information.

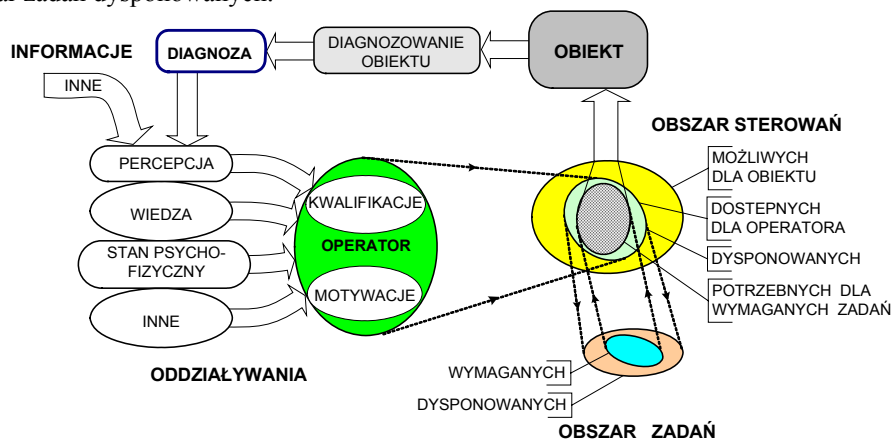
1. ROLA I MIEJSCE DIAGNOZY W PROCESIE EKSPLOATACJI

W ogólnym przypadku – w przestrzeni zadań eksploatacyjnych istnieje pewien obszar wymaganych zadań (Rys.1). Projektacja tego obszaru w przestrzeń sterowań wyznacza obszar potrzebnych sterowań. Projektacja właściwości operatora w przestrzeń sterowań wyznacza obszar dostępnych sterowań. Iloczyn tych dwu obszarów wyznacza obszar sterowań dysponowanych względem wymaganych zadań. Zwrotna projekcja obszaru sterowań dysponowanych w przestrzeń zadań – wyznacza obszar zadań dysponowanych.

System jest w pełni zdalny jeśli obszar zadań wymaganych zawiera się w obszarze zadań dysponowanych. Spełnienie tego warunku zależy - między innymi - od kwalifikacji i motywacji działań operatora.

O właściwościach operatora decyduje przede wszystkim jego:

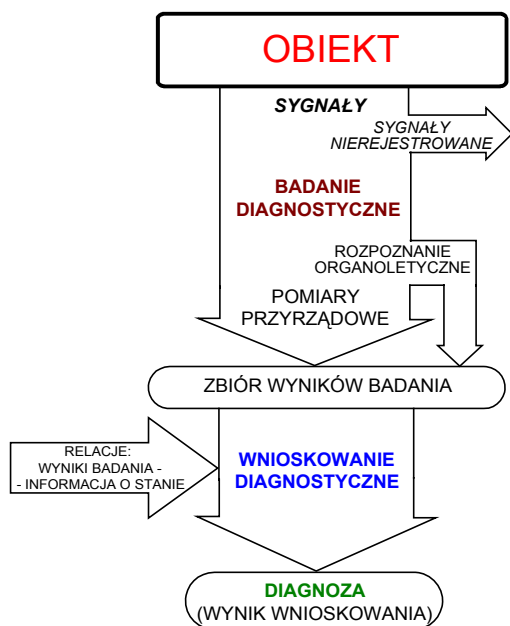
- stan psychofizyczny;
- wiedza (bazowa i aktualna o zadaniach, o otoczeniu, o obiekcie);
- percepcja różnych informacji bieżących (w tym diagnostycznych).



Rys.1. Model relacji informacyjno-działaniowych w systemie antropotechnicznym

Jeśli warunek zdatności nie jest spełniony (tj. obszar zadań wymaganych jest większy od obszaru zadań dysponowanych), to należy dążyć do zmiany właściwości operatora (a tym samym pośrednio do zmiany pobudzeń sterujących), lub zmiany stanu obiektu, lub zakresu i warunków realizacji zadań i w ten sposób dążyć do zwiększenia kompatybilności wewnętrznej systemu antropotechnicznego.

Zgodnie z modelem wewnętrznych relacji informacyjnych w systemie antropotechnicznym – schemat sekwencji przetwarzania informacji (w odniesieniu do eksploatacyjnych faz istnienia obiektu technicznego) można przedstawić tak jak na rys.2 lub tak jak na rys.3.



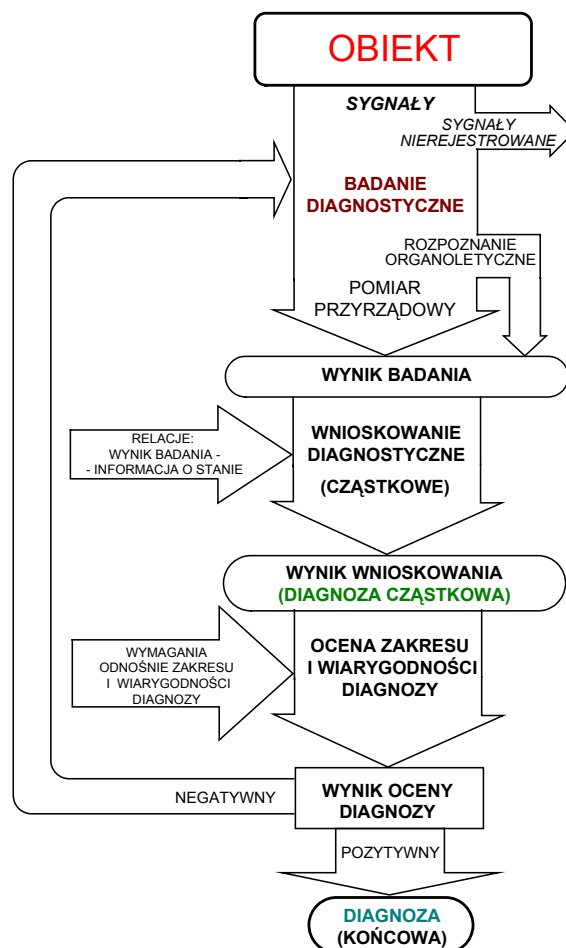
Rys.2. Schemat sekwencji przetwarzania informacji w „skupionym” procesie diagnozowania

Badanie diagnostyczne polega na pomiarze przyrządowym lub rozpoznaniu organoleptycznym wartości sygnałów wytwarzanych przez obiekt. Tworzy się w ten sposób zbiór wyników pomiarów (lub wrażeń organoleptycznych). Stanowi on pierwotną informację o stanie obiektu. Na etapie planowania badania diagnostycznego należy określić warunki badania, naturę fizyczną mierzonych sygnałów, właściwości aparatury pomiarowej, a tym dopuszczalną niepewność pomiarów, wymaganą rozdzielczość wskazań itp.

Należy pamiętać, że uzyskany w czasie badania zbiór wyników jest obciążony błędami, zależnymi od metody pomiarowej, od właściwości użytych przyrządów, od warunków, w których wykonywane są pomiary – a w tym od oddziaływań otoczenia na obiekt i na układ pomiarowy. Zatem zbiór wyników pomiarów stanowi jedynie przybliżony obraz rzeczywistego zbioru wartości sygnałów.

Wnioskowanie diagnostyczne polega na przetwarzaniu pierwotnej informacji o stanie obiektu na informację przydatną operatorowi obiektu przy podejmowaniu decyzji o sposobie i zakresie sterowania obiektem oraz na informację przydatną decydentowi systemu eksploatacji przy podejmowaniu decyzji odnośnie rodzaju i zakresu zadań eksploatacyjnych realizowanych przez system. Wnioskowanie diagnostyczne wymaga znajomości relacji: [wyniki badania diagnostycznego] → [informacja o stanie obiektu]. Relacje te powinny uwzględniać m. in. wiarygodność wnioskowania pomiarowego, rodzaj i liczbę obserwowanych objawów, wrażliwość objawów na zmiany w strukturze konstrukcyjnej i funkcjonalnej obiektu, zależność właściwości eksploatacyjnych obiektu od jego struktury konstrukcyjnej i funkcjonalnej, możliwości eksploatacyjne chwilowe i przedziałowe obiektu w funkcji właściwości eksploatacyjnych.

Wynikiem wnioskowania diagnostycznego jest informacja o stanie obiektu czyli diagnoza (użytkowa lub obsługowa).



Rys.3. Schemat sekwencji przetwarzania informacji w „rozproszonym” procesie diagnozowania

2. RODZAJE I FORMY DIAGNOZ

Diagnoza to wynik procesu diagnozowania, stanowiący zbiór informacji o stanie (lub o zbiorze stanów) obiektu oraz o relacjach zachodzących między obiektem a otoczeniem. Informacje te umożliwiają racjonalne sterowanie eksploatacją obiektu (a pośrednio także systemu, w którym obiekt się znajduje).

Diagnoza jako wynik nie w pełni wiarygodnego procesu badania i wnioskowania ma charakter hipotezy. Z tej przyczyny istnieją różne formy zapisu diagnozy. Do podstawowych należą: forma skrócona, forma częściowo rozwinięta i forma rozwinięta.

Forma skrócona diagnozy:

$$\Delta(E) = E^i \quad (1)$$

gdzie: E^i - najbardziej prawdopodobny stan obiektu (stan o numerze i).

Forma częściowo rozwinięta diagnozy:

$$\Delta(E) = (E^i, P(E^i)) \quad (2)$$

gdzie: $P(E^i)$ - prawdopodobieństwo najbardziej prawdopodobnego stanu obiektu.

Forma rozwinięta diagnozy:

$$\Delta(E) = \langle (E^i, P(E^i)); (E^k, P(E^k)); \dots; (E^n, P(E^n)) \rangle \quad (3)$$

gdzie:

E^i - i -ty stan, charakteryzujący się największym prawdopodobieństwem;

$P(E^i)$ - prawdopodobieństwo i -tego stanu;

E^n - n -ty stan, charakteryzujący się najmniejszym prawdopodobieństwem;

$P(E^n)$ - prawdopodobieństwo n -tego stanu.

Jest oczywiste, że rozwinięta forma diagnozy zawiera więcej informacji o stanie niż forma częściowo rozwinięta czy tym bardziej skrócona, ale jest trudniejsza w opracowaniu i w percepcji.

Każda diagnoza przeznaczona jest dla decydenta określonego rodzaju (tj. decydenta użytku lub obsługi) oraz określonego szczebla hierarchicznego systemu eksploatacji.

Postać diagnozy (a w tym forma, zakres, język itp.) powinna być przystosowana do percepcyjno-decyzyjno-wykonawczych właściwości decydenta. Oznacza to, że postać diagnozy musi być zrozumiała dla przyjmującego ją decydenta oraz zawierać tylko i tylko takie informacje, które decydent jest w stanie przetworzyć na decyzje użytkowe lub obsługowe, leżące w zakresie jego możliwości wykonawczych. Nadmiar informacji może prowadzić do przeciążenia informacyjnego decydenta i odbić się negatywnie na

podejmowanych decyzjach. Z drugiej strony niedomiar informacji może oczywiście także prowadzić do błędnych decyzji.

Należy tu zwrócić uwagę, że w procesach diagnostycznych w systemach antropotechnicznych człowiek występuje zarówno jako podmiot i jako przedmiot diagnozowania.

W najprostszych przypadkach wszystkie szczeble przetwarzania informacji realizowane są w świadomości diagnosty. Jednak w zasadzie jest to możliwe tylko wtedy, gdy wymagana przepustowość informacyjna nie przekracza 6 bit/s (nie dotyczy to percepcji obrazów wizualnych). W każdym innym przypadku konieczne jest zastosowanie przetworników o większej przepustowości, a w konsekwencji niezbędna staje się automatyzacja przynajmniej niektórych operacji pomiarowych i przetwórczych. Człowiek-diagnosta jest „przesuwany” na wyższe szczeble przetwarzania informacji, wymagające zazwyczaj mniejszej przepustowości ale większych możliwości intelektualnych (zdolności kojarzenia).

Nie należy przy tym lekceważyć tzw. metod organoleptycznych (rozumianych jako całość wrażeń zmysłowych). Człowiek-diagnosta, wykorzystywany jako element systemu diagnozującego, okazuje się w wielu przypadkach przyrządem pomiarowym i przetwornikiem informacji wystarczająco dobrym i szybkim. Może też okazać się „przyrządem” tanim, ponieważ jego obecność w czasie diagnozowania jest konieczna jako operatora realizowanego procesu. Należy go więc wykorzystywać (w procesach mierzenia lub wnioskowania) wszędzie tam, gdzie jest to możliwe i opłacalne.

3. METODY I NARZĘDZIA DIAGNOSTYCZNE

Proces diagnozowania realizowany jest – w najogólniejszym ujęciu – przez system diagnozujący. System ten to, przeznaczony do realizacji procesu diagnozowania, zbiór ludzi, metod, programów, narzędzi oraz relacji między nimi.

Spotykane systemy diagnozujące można podzielić m. in. na:

- systemy zewnętrzne (w stosunku do diagnozowanego obiektu);
- systemy wewnętrzne (w stosunku do diagnozowanego obiektu);
- systemy zamknięte (funkcjonujące bez konieczności sterowania z zewnątrz);
- systemy otwarte (wymagające sterowania z zewnątrz).

Charakter diagnozowanego obiektu ma wpływ na rodzaj stosowanego systemu diagnozującego. W przypadku obiektów cyfrowych (np. komputerów, układów elektronicznych) stosowane są głównie systemy diagnozujące wewnętrzne, zamknięte. W przypadku obiektów analogowych

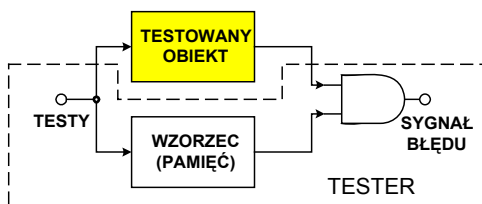
(np. urządzeń mechanicznych, elektrycznych) stosowane są głównie systemy diagnozujące zewnętrzne, otwarte.

Specyfika obiektów i systemów cyfrowych powoduje, że system diagnozujący - zwany na ogół testerem - realizuje głównie diagnozowanie procesu operacyjnego (funkcjonalnego). Diagnozowanie (testowanie) obiektu cyfrowego polega - w uproszczeniu - na generacji przez tester pobudzeń diagnostycznych (testów) i na rejestracji odpowiedzi diagnostycznych. Rozróżniane są co najmniej następujące odmiany testowania:

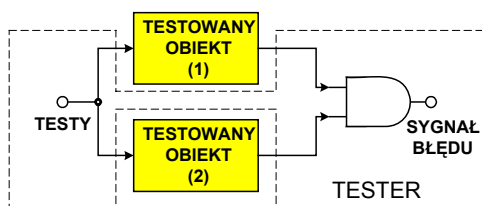
- testowanie w czasie uruchamiania (diagnozowanie aprioryczne);
- testowanie okresowe w czasie użytkowania (diagnozowanie interioryczne);
- diagnozowanie w celu wykrycia przyczyny błędnego funkcjonowania (diagnozowanie obsługowe).

Miarą skuteczności testu jest prawdopodobieństwo wykrycia - przy jego pomocy - zaistniałego błędu logicznego. O skuteczności testu świadczy też *sterowalność* testu (tzn. podatność na pobudzenie źródła błędu przez realizowany test i wywołanie odpowiedniej reakcji funkcjonalnej testowanego toru) oraz *obserwowalność* testu (tzn. podatność na propagację błędu od źródła jego powstania do jednego z wyjść obiektu).

Wnioskowanie diagnostyczne w przypadku testowania realizowane jest na ogół automatycznie w oparciu o wyniki porównania odpowiedzi testowanego układu z odpowiedziami wzorcowymi przechowywanymi w pamięci testera (rys.4) lub przez porównanie odpowiedzi dwu analogicznych obiektów poddanych temu samemu testowi (rys.5).



Rys.4. Schemat systemu diagnostycznego z obiektem cyfrowym. Tester z wzorcem.



Rys.5. Schemat systemu diagnostycznego ze zmultiplikowanym obiektem cyfrowym. Tester bez wzorca.

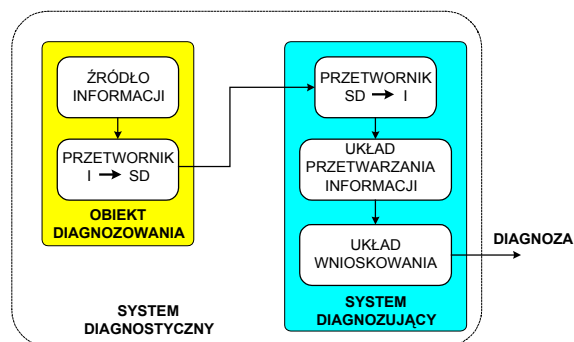
Specyfika obiektów i systemów analogowych (np. mechanicznych) wymaga by system diagnozujący realizował nie tylko diagnozowanie procesu operacyjnego (funkcjonalnego) ale także diagnozował strukturę konstrukcyjną obiektu. Diagnozowanie to polega - w większości przypadków - na obserwacji pobudzeń roboczych i rejestracji odpowiedzi roboczych oraz diagnostycznych. Realizacja procesu diagnostycznego odbywa się w systemie diagnozującym - na ogół zewnętrznym i otwartym - pozostającym pod kontrolą człowieka-diagnosy. Wnioskowanie diagnostyczne realizowane jest najczęściej także z udziałem człowieka. System diagnozujący stanowią różnorodne urządzenia i systemy pomiarowe, pomiarowo-kontrolne, niekiedy wspomagane komputerowo.

Do ważniejszych metod badań diagnostycznych, w przypadku obiektów analogowych, należą: badania wizualne, widmowe, termiczne, magnetyczne, wibroakustyczne itp.

4. INFORMACJA DIAGNOSTYCZNA

Proces diagnozowania jest - jak wiadomo - procesem pozyskiwania i przetwarzania informacji. Pojęcie *informacji* ma charakter pojęcia pierwotnego i jako takie nie posiada ścisłej definicji. Na ogół przyjmuje się, że informacją jest to wszystko co może ułatwić podejmowanie decyzji odnośnie działania i samo działanie.

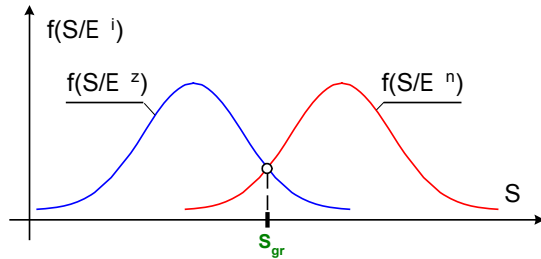
Przenoszenie informacji odbywa się za pośrednictwem sygnału tj. takiej wielkości fizycznej, której niektóre cechy zależą od informacji. Warto zauważyć, że w diagnozowanym obiekcie następuje przekształcanie niedostępnej bezpośrednio informacji (I) o stanie obiektu i o toczącym się w nim procesie funkcjonalnym w dostępny sygnał diagnostyczny (SD). Z kolei w torze pomiarowym systemu diagnozującego musi istnieć przetwornik dokonujący odwrotnego przekształcenia sygnału diagnostycznego (SD) w informację diagnostyczną (I). Informacja ta ulega dalszym przekształceniom (np. selekcji) w układach realizujących proces przetwarzania i wnioskowania diagnostycznego.



Rys.6. Schemat systemu diagnostycznego jako systemu informacyjnego

5. ASPEKTY METROLOGICZNE WARTOŚCI GRANICZNYCH

Pojęcie wartości granicznej miary stanu ma w diagnostyce podstawowe znaczenie. Odnosi się ono do takiej wartości wielkości opisującej stan lub wartości funkcji utworzonej na zbiorze tych wielkości (np. funkcji potencjału), której przekroczenie upoważnia do stwierdzenia, że stan obiektu (lub systemu) istotnie się zmienił np. znalazł się w klasie stanów niezdatności (rys.7).



Rys.7. Ilustracja rozkładów miary stanu \$S\$ w funkcji stanu zdatości i stanu niezdatności obiektu z zaznaczoną przykładowo wartością graniczną \$S_{gr}\$ według klasyfikacji dwustanowej

Wartość graniczna ma znaczenie nie tylko w ujęciu informacyjnym (w procesie wnioskowania diagnostycznego) ale także w ujęciu metrologicznym (w procesie badania diagnostycznego).

Wymagania odnośnie pomiarów (i rozpoznania organoleptycznego) wielkości diagnostycznych są funkcją odległości rzeczywistej wartości miary stanu od jej wartości granicznej.

Dokładność i częstość pomiarów, czułość i rozdzielczość urządzeń pomiarowych powinny wzrastać gdy rzeczywista wartość miary stanu zbliża się do wartości granicznej oraz gdy dynamika zmniejszania odległości między tymi wartościami rośnie.

W przypadku znacznej odległości między wartością rzeczywistą a wartością graniczną miary stanu i niewielkiej dynamiki zmian tej odległości układ pomiarowy może być typu progowego (np. ze wskazaniami niosącymi informację typu: wartość dopuszczalna, wartość ostrzegawcza, wartość niedopuszczalna).

Wartość graniczna miary stanu (\$S_{gr}\$) może być wyznaczona na podstawie doświadczenia, ale bardziej uzasadnione jest wykorzystanie do tego celu jednej z metod podejmowania decyzji statystycznych. Istnieje kilka metod wyznaczania wartości granicznych i umożliwiających dzięki temu podejmowanie decyzji eksploatacyjnych. Metody te różnią się liczbą czynników uwzględnianych przy ocenie ryzyka oraz wymaganym zakresem znajomości apriorycznych prawdopodobieństw stanów: \$p(E^z)\$ i \$p(E^n)\$. Do częściej stosowanych

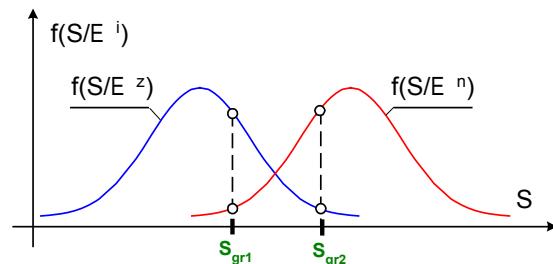
należą: metoda minimalnego ryzyka, metoda „minimaxowa”, metoda Neymana-Pearsona.

Znajomość wartości granicznej miary stanu pozwala na wnioskowanie według klasyfikacji dwustanowej:

$$S < S_{gr} \Rightarrow E = E^z$$

$$S \geq S_{gr} \Rightarrow E = E^n$$

W większości przypadków korzystniej jest realizować wnioskowanie według klasyfikacji wielostanowej np. trójstanowej. W tym celu należy wyznaczyć dwie wartości graniczne miary stanu: jedną przy założeniu maksymalnie dopuszczalnego błędu I rodzaju, a drugą przy założeniu maksymalnie dopuszczalnego błędu II rodzaju (rys.8).



Rys.8. Ilustracja rozkładów miary stanu \$S\$ w funkcji stanów obiektu z zaznaczonymi przykładowo wartościami granicznymi \$S_{gr1}\$ i \$S_{gr2}\$ według klasyfikacji trójstanowej

Wnioskowanie o stanie obiektu ma, w tym przypadku, następujący przebieg:

$$S < S_{gr1} \Rightarrow E = E^z$$

$$S_{gr1} \leq S < S_{gr2} \Rightarrow E = (E^z \cup E^n)$$

$$S \geq S_{gr2} \Rightarrow E = E^n$$

Pojawienie się wartości miary stanu w przedziale pomiędzy wartościami granicznymi oznacza stan niepewności. W celu wyjaśnienia tej sytuacji niezbędne jest na ogół przeprowadzenie dodatkowych badań diagnostycznych.

6. PODSUMOWANIE

Przedstawiony przegląd wybranych zagadnień z zakresu diagnostyki ma na celu zwrócenie uwagi na ścisłe związki zachodzące pomiędzy diagnostyką a innymi obszarami wiedzy jak np. metrologią i teorią informacji. Świadomość tych powiązań może w wielu przypadkach ułatwić znalezienie poprawnego rozwiązania pojawiających się problemów w realizowanym lub planowanym procesie diagnozowania.

LITERATURA

- [1] Będkowski L.: Elementy diagnostyki technicznej. Wyd. WAT, Warszawa 1991.
- [2] Bendat J., Piersol A.: Metody analizy i pomiaru sygnałów losowych. PWN, Warszawa 1976.
- [3] Cempel Cz.: Podstawy wibroakustycznej diagnostyki maszyn. WNT, Warszawa 1982.
- [4] Cholewa W., Moczulski W.: Diagnostyka techniczna maszyn. Pomiary i analiza sygnałów. Wyd. Politechniki Śląskiej, Gliwice 1993.
- [5] Międzynarodowy słownik podstawowych i ogólnych terminów metrologii. Wyd. GUM, Warszawa 1996.
- [6] Niziński S.: Elementy diagnostyki obiektów technicznych. Zagadnienia ogólne. Wyd. UW-M, Olsztyn 2001.
- [7] Sapiecha K.: Testowanie i diagnostyka systemów cyfrowych. PWN, Warszawa 1987.
- [8] Seidler J.: Nauka o informacji. Tom I. Podstawy, modele źródeł i wstępne przetwarzanie informacji. WNT, Warszawa 1983.
- [9] Seidler J.: Nauka o informacji. Tom II. Sygnały niosące informację i jej odtwarzanie. WNT, Warszawa 1983.
- [10] Żółtowski B.: Podstawy diagnostyki maszyn. Wyd. ATR, Bydgoszcz 1996.
- [11] Żółtowski B., Ćwik Z.: Leksykon diagnostyki technicznej. Wyd. ATR, Bydgoszcz 1996.



Dr inż. **Tadeusz Marian Dąbrowski** urodził się w 1943 r. na Wołyniu w pow. kostopolskim. W roku 1967 ukończył Wojskową Akademię Techniczną i z dyplomem

mgra inż. elektryka o specjalności „Osprzęt samolotów i śmigłowców” został zatrudniony w tej uczelni na etacie dydaktyczno-naukowym. Zajmował kolejno stanowiska: st. asystenta, kierownika laboratorium, kierownika zakładu. Obecnie – po zwolnieniu z zawodowej służby wojskowej w stopniu pułkownika Wojsk Lotniczych - jest adiunktem n-d. w grupie cywilnych nauczycieli akademickich.

Zainteresowania naukowe koncentruje w obszarze teorii eksploatacji – głównie na kierunku diagnostyka techniczna. Do ważniejszych zagadnień, którymi się zajmuje należą: diagnostyka systemów antropotechnicznych (szczególnie w aspekcie użytkowym i bezpieczeństwa) oraz komputerowe wspomaganie procesu diagnostyczno-obslugowego.

Do ważniejszych efektów jego działalności naukowej zaliczyć można:

- autorstwo lub współautorstwo: 21 artykułów, 74 referatów, 6 patentów;
- udział w charakterze wykonawcy lub kierownika w 27 pracach naukowo-badawczych;
- wdrożenie do praktyki wyników 14 prac naukowo-badawczych;
- opublikowanie w 2001 roku rozprawy habilitacyjnej nt. „Diagnozowanie systemów antropotechnicznych w aspekcie potencjałowo-efektowym” (kolokwium habilitacyjne odbyło się w marcu 2002 roku).

Aktywność naukowo-organizacyjną rozwija w stowarzyszeniach naukowych, m. in.:

- w Zespole Diagnostyki Sekcji Podstaw Eksploatacji Komitetu Budowy Maszyn PAN;
- w Polskim Towarzystwie Diagnostyki Technicznej;
- w Polskim Towarzystwie Bezpieczeństwa i Niezawodności.
- Jest m. in. współorganizatorem cyklicznych Krajowych Konferencji DIAG „Diagnostyka Techniczna Urządzeń i Systemów”.

EKOLOGICZNE ASPEKTY ODDZIAŁYWANIA SILNIKÓW WYSOKOPRĘŻNYCH

Karol KWIATKOWSKI, Bogdan ŻÓŁTOWSKI

Wydział Mechaniczny ATR Bydgoszcz
Katedra Maszyn Roboczych i Pojazdów
ul. S. Kaliskiego 7, 85 – 796 Bydgoszcz

Streszczenie:

W ostatnich latach cały wysiłek konstruktorów silników spalinowych był skierowany na zmniejszenie emisji związków toksycznych wydalanych przez silniki spalinowe pojazdów. W pracy tej przedstawiono sposoby redukcji toksycznych składników emitowanych spalin silników wysokoprężnych, w szczególności zaś systemy ograniczające emisję cząstek stałych.

Słowa kluczowe: ekologia, silniki spalinowe, katalizatory spalin, emisja PM

ECOLOGICAL ASPECTS OF INFLUENCE OF THE DIESEL ENGINES

Summary

In last years all effort of constructors of the diesel engines was directed on diminution of issue of toxic relationships dismissed by engines of vehicles. In this work one introduced manners of reduction the toxic components emitted of fumes of the diesel engines, in peculiarities while systems restrictive issue of solid small parts.

Keywords: ecology, internal-combustion engines, catalysts of fumes, issue PM.

1. WPROWADZENIE

Problem użytkowania pojazdów samochodowych i jego wpływ na środowisko staje się z roku na rok coraz ważniejszy, z uwagi na ciągle rosnącą ilość pojazdów i wzrost natężenia ruchu. Zwiększający się udział pojazdów z silnikami o zapłonie samoczynnym zaznaczył się wzrostem cząstek stałych w strukturze globalnej emisji zanieczyszczeń motoryzacyjnych i wymusił konieczność podjęcia działań ograniczających skalę tej emisji. Mimo spadku emisji składników toksycznych wydalanych przez silniki spalinowe pojazdów (w związku z ich ciągłym udoskonalaniem) samochód jest ciągle jednym z głównych źródeł substancji zanieczyszczających środowisko. Także w Polsce coraz bardziej zwraca się uwagę na zanieczyszczenie środowiska przez toksyczne składniki spalin. Świadczy o tym dostosowywanie naszych przepisów dotyczących dopuszczalnej wielkości emisji substancji toksycznych do przepisów Unii Europejskiej. Tendencja do zaostrzania wskaźników dopuszczalnej emisji spalin wymusza konieczność poszukiwania coraz skuteczniejszych sposobów ich eliminacji.

2. ZAGROŻENIE ŚRODOWISKA NATURALNEGO

Powietrze, które nas otacza jest nie tylko niezbędnym dla procesów życiowych zasobnikiem tlenu, lecz stanowi część środowiska naturalnego wywierającego wpływ na stan ludzkiego zdrowia. Ochrona środowiska naturalnego jest jednym z najważniejszych zadań, przed jakim stanął człowiek u progu XXI wieku. Emisja szkodliwych związków chemicznych do atmosfery, gleby i wody poważnie ograniczyła zasoby naturalne Ziemi. Eksploatacja naturalnych, nieodnawialnych źródeł energii i surowców powoduje ich systematyczne wyczerpywanie. Postępująca degradacja środowiska wymusiła wzrost zainteresowania sprawami ochrony środowiska przyrodniczego. Ochrona powietrza przed zanieczyszczeniem jest obecnie jednym z priorytetowych kierunków prawnej ochrony środowiska w Polsce i na świecie. Znaczący udział w emisji zanieczyszczeń ma motoryzacja, która w wyniku spalania paliw węglowodorowych emituje do atmosfery dwutlenek węgla CO₂, tlenek węgla CO, związki azotu NO_x, węglowodory HC, cząstki stałe PM, związki ołowiu Pb i związki siarki SO₂ i SO₃.

Ciągle rosnące stężenie wyżej wymienionych związków i ograniczenie ich asymilacji, są przyczynami zmiany klimatu i zakłócenia zjawisk przyrodniczych na ziemi. Coraz ostrzejsze wymogi ekologiczne, w połączeniu z ograniczeniami

zużycia materiałów eksploatacyjnych narzucane przepisami administracyjnymi, będą wywierać ogromny wpływ na trendy ewolucji całych pojazdów, jak i samych silników tłokowych. Biorąc pod uwagę fakt, że coraz częściej są to jednostki wysokoprężne, problem ich wpływu na coraz bardziej zdeławastowane środowisko naturalne, staje się istotnym dla wszystkich producentów samochodów. Podejmowane próby znalezienia alternatywnego napędu dla pojazdów mechanicznych nie dają zadowalających rezultatów. Testowany napęd elektryczny jest jeszcze mało wydajny i kosztowny. Niebagatelne znaczenia ma również to, że przewidywany przyrost pojazdów samochodowych w roku 2010 w stosunku do roku 2000 może wynieść nawet 30%. Dlatego obecne działania producentów samochodów kierują się jeszcze w stronę udoskonalania istniejących rozwiązań, wśród których wymienić należy silnik o zapłonie samoczynnym. Prace prowadzone są między innymi w kierunku zmniejszenia emisji cząstek stałych (PM), których ilość w porównaniu z silnikami ZI jest znacznie większa.

3. PROCESY SELEKTYWNEJ REDUKCJI NO_x

Planowane na 2005 rok normy emisji spalin EURO - IV, oznaczają dla współczesnych silników ZS stosowanych w samochodach osobowych i ciężarowych dalsze zaostrzenie dopuszczalnego poziomu emisji NO_x i PM. Tlenki azotu (NO_x) jako toksyczny składnik spalin zostały uznane w 1970r. Emisję NO_x w spalinach silników o ZI zmniejszono poprzez zastosowanie katalizatorów potrójnego działania z zamkniętym układem sterowania silnika, co pozwoliło praktycznie do dziś rozwiązać ten problem. O wiele więcej trudności pojawiło się w przypadku silników o ZS, gdzie nadmiar tlenu w spalinach nie pozwala na zastosowanie podobnej technologii redukcji NO_x, jak w tradycyjnych silnikach o ZI.

Zmniejszenie emisji tlenków azotu można uzyskać poprzez:

- kontrolę procesu spalania,
- kształtowanie właściwości paliwa,
- zastosowanie wtrysku wody lub wodnych roztworów soli metali, np.: sodu w różnych możliwych wariantach, czyli np.: wtrysk wody do kanału dolotowego, bezpośredni wtrysk wody do komory spalania za pomocą specjalnego wtryskiwacza, wtrysk sekwencji paliwo – woda – paliwo za pomocą modyfikowanych wtryskiwaczy,
- wpływ na procesy podawania paliwa do komory spalania, czyli kąt wyprzedzenia wtrysku, wielkość dawki w czasie, ciśnienie wtrysku i kształt strugi paliwa.

Obecnie testowane są następujące technologie pozwalające zmniejszyć emisję NO_x zawartych w spalinach z nadmiarem tlenu już poza silnikiem:

- selektywna redukcja mocznikiem (SCR),
- katalizator DeNO_x o ciągłym działaniu z dodatkowym wzbogaceniem spalin w HC,
- adsorber + katalizator NO_x.

3.1 Selektywna redukcja NO_x (SCR – Selective Catalytic Reduction)

Przy nadmiarze powietrza w spalinach silnika z ZS czy z ZI zasilanym ubogą mieszanką, najpowszechniej stosowaną metodą redukcji NO_x jest selektywna redukcja. Jako reduktory mogą być stosowane oprócz amoniaku również: formaldehyd, mocznik, kwas cyjanouranowy, melanina i różne węglowodory.

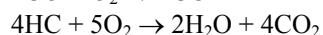
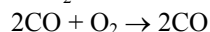
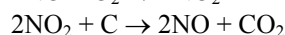
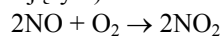
Od wielu lat znana jest i powszechnie stosowana w praktyce dla silników stacjonarnych selektywna redukcja przy pomocy amoniaku (stosunek ilości amoniaku NH₃ do NO_x wynosi 1:1, temperatura (200) 300 – 400°C w zależności od stosowanego katalizatora np.: metale szlachetne Pt, Rt, Pd lub tlenki metali przejściowych V₂O₅, TiO₂, MoO₃ – ta druga grupa jest bardziej odporna na dezaktywację).

Metoda ta z uwagi na trudności z odpowiednim dozowaniem tej substancji w dynamicznych warunkach pracy silnika (kumulowanie amoniaku na katalizatorze, co powoduje jego działanie jeszcze 3 – 5 minut po zamknięciu dopływu amoniaku do spalin) długo nie mogła znaleźć zastosowania w pojazdach i była wykorzystywana tylko w silnikach stacjonarnych dużej mocy.

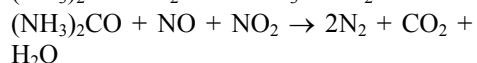
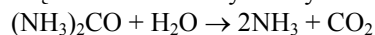
Rozwiązaniem przystosowanym do pojazdów jest system SiNO_x firmy Siemens, w którym jako reduktor stosuje się wodny roztwór mocznika. W systemie SiNO_x stosowanym do samochodów ciężarowych, używany jest katalizator na bazie TiO₂ z domieszką V₂O₅. Sprawność tego systemu wynosi około 70%.

W systemie tym wyróżniamy cztery grupy procesów (rys.1):

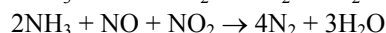
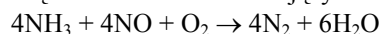
- zachodzące na reaktorze wstępnym (utleniającym):



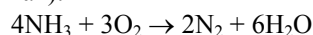
- zachodzące na reaktorze hydrolizy:



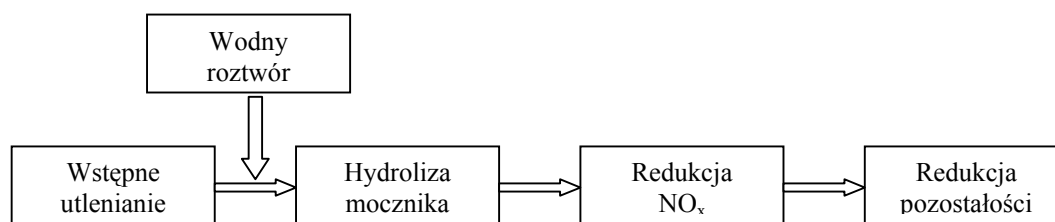
- zachodzące na reaktorze redukującym:



- zachodzące na reaktorze utleniającym reduktor (amoniak):



W omawianym systemie jako reduktor stosowany jest amoniak, choć w wejściowej postaci jest nim wodny roztwór mocznika. Pozostałości amoniaku zawarte w spalinach są utleniane na katalizatorze.



Rys.1. Schemat systemu SCR zastosowanego przez firmę MAN [4]

Zastosowanie w tym systemie katalizatora utleniającego powoduje utlenianie NO do NO₂ i przyspiesza reakcję SCR. Przyspieszenie tych reakcji następuje tylko do 50% udziału NO₂.

4. SYSTEM FILTROWANIA CZĄSTEK STAŁYCH

W silnikach ZS stosowane są wyłącznie katalizatory utleniające. Ich zadanie polega na zmniejszaniu zawartości tlenu węgla i węglowodorów, co przy prawidłowym rozwiązaniu organizacji procesów spalania i dobrym stanie technologicznym silnika nie powinno stwarzać problemu.

Najważniejszym zagadnieniem w przypadku układów wydechowych silników ZS jest zmniejszenie emisji węgla w postaci sadzy wyrzucanej wraz ze spalinami. Urządzenia używane do tego celu miały dotychczas funkcję bierną, sprowadzającą się do mechanicznego zatrzymywania cząstek przez tzw. filtry sadzy, umieszczone w końcowych odcinkach układów wydechowych. Wymagają one okresowej wymiany lub czyszczenia.

Spotyka się konstrukcje filtrów sadzowych, w których oczyszczanie (metodą wypalania) dokonuje się samoczynnie podczas jazdy samochodu. Są one przeważnie zintegrowane z katalizatorami utleniającymi we wspólnych obudowach. Regeneracja termiczna wymaga zapewnienia jednocześnie odpowiedniej temperatury oraz zawartości tlenu. Wymagana temperatura jest tym wyższa, im mniejsze jest stężenie tlenu w spalinach: 570°C przy 6% O₂ oraz 750°C przy 2% O₂. Temperatura minimalna 570°C wynika z energii aktywacji zapłonu sadzy.

Regeneracja może być realizowana w systemie:

- SIMPLEX – podczas wypalania spaliny przepływają przez filtr i zawierają tlen potrzebny do tego procesu,
- DUPLEX – w układzie wydechowym silnika znajdują się dwa filtry połączone równolegle; jeden filtruje spaliny, drugi jest w tym czasie regenerowany. Gdy pierwszy z filtrów

wyczerpie swą chłonność, przepływ zostaje automatycznie przełączony do drugiego.

Techniczną nowością jest w tej dziedzinie aktywny filtr wydechowy do silników ZS opracowany poprzez francuski koncern samochodowy PSA(Citroen – Peugeot) i stosowany w ostatniej generacji silników HDI [2,7,9].

Zastosowano w tym celu znany już filtr porowaty z węgla krzemowego, umieszczony w jednej obudowie z utleniającym katalizatorem wstępnym. Rozwiązanie PSA służy do efektywnego spalania wychwyconej sadzy. Proces taki następuje w normalnych warunkach w temperaturze ponad 550°C podczas gdy temperatura gazów wylotowych w silniku ZS wynosi około 150°C. Inżynierowie PSA zastosowali kilka znanych już technologii, jednak nie występujących dotychczas razem w samochodzie osobowym. Układ może być zastosowany w silnikach z bezpośrednim wtryskiem, wyposażonych w zasilanie „Common Rail” (w przypadku silników koncernu PSA, mają one symbol HDI). Elektroniczne sterowanie tego układu umożliwia, gdy potrzeba, wprowadzenie w każdym cyklu pracy dodatkowej fazy „spóźnionego wtrysku”, który podnosi temperaturę gazów wylotowych o około 250°C. Podnosi też moment napędowy, a więc układ elektroniczny musi zadbać, by auto samoczynnie nie zaczęło przyspieszać, gdy dopalana jest sadza w filtrze.

Wstępny katalizator utleniający (umieszczony przed filtrem) powoduje, że w obecności niespalonych węglowodorów (pochodzących z opóźnionego wtrysku dodatkowego), temperatura gazów wewnątrz obudowy filtra wzrasta o dalsze 100°C. W sumie daje to, nawet w korzystnych warunkach około 450°C. Brakuje więc w przybliżeniu 100°C do normalnego zapłonu cząstek sadzy.

Do paliwa dodawany jest specjalny, obojętny dla środowiska, dodatek o nazwie Eolys, produkowany przez firmę Rhodia. Na 60 litrowy zbiornik paliwa wystarczy 37,5 ml wymienionego płynu, zawierającego tlenek ceru. Właśnie związek ceru obniża temperaturę zapłonu sadzy o potrzebne 100°C. Już po trzech minutach jazdy możliwe jest dopalenie wyłapanych przez filtr cząstek stałych, w temperaturze około 450°C, jaką osiągnięto wewnątrz jego obudowy.

System FAP nie działa w sposób ciągły. Układ czujników ciśnienia w układzie wydechowym pozwala ocenić opory, jakie stwarza filtr (stopień jego zatkania). Gdy elektronika zintegrowana ze sterowaniem silnika stwierdza, że potrzebne jest czyszczenie filtra, następuje wspomniana wyżej faza opóźnionego wtrysku oleju napędowego. Temperatura rośnie i filtr się oczyszcza bez udziału kierowcy. Ma to miejsce, co około 400 – 500 km jazdy.

Przy każdorazowym napełnieniu zbiornika paliwem, pewna ilość uszlachetniacza (proporcjonalna do ilości wlanego oleju) jest wtrysnięta automatycznie do zbiornika, który zawsze pozostaje w układzie. Zapas ten pozwala na przejechanie 80 000 km. Pierwszym samochodem koncernu PSA jest Peugeot 607 z silnikiem wysokoprężnym HDI o pojemności 2,2 dm³ nie emitującym praktycznie cząstek stałych. Rozwiązanie to nazwano „piątym suwem silnika wysokoprężnego” i zapewnia spełnienie norm czystości spalin wynikających z EURO – IV, które będzie obowiązywało od 2005 roku.

5. NORMY TOKSYCZNOŚCI SPALIN SILNIKÓW ZS

Zgodnie z rozporządzeniem Ministra Transportu i Gospodarki Morskiej z dnia 17 maja 1993r. w sprawie warunków technicznych i badań pojazdów wyposażonych w silniki ZS, zadymienie spalin, mierzone przy swobodnym przyspieszeniu silnika w zakresie od prędkości obrotowej biegu jałowego do prędkości obrotowej maksymalnej, wyrażone w postaci współczynnika pochłaniania światła nie powinno przekraczać:

- a) 2,5 m⁻¹ dla silników wolnossących,
- b) 3,0 m⁻¹ dla silników z turbodoładowaniem.

Rozporządzenie to obowiązuje od dnia 1 maja 1993 r. i dotyczy wszystkich pojazdów samochodowych wyposażonych w tego typu silniki. W krajach członkowskich Unii Europejskiej od 1 października 2000r. zaczęły obowiązywać nowe ekologiczne normatywy ograniczające emisję szkodliwych substancji gazowych zawartych w spalinach silników zwane potocznie EURO – III:

- obowiązujące normy emisji związków toksycznych dla pojazdów o ciężarze do 3500 kg wyposażonych w silniki ZS. Emisja (g/km):

CO₂ → 0,64 (g/km)

HC + NO_x → 0,56 (g/km)

PM → 0,06 (g/km)

- obowiązujące normy emisji związków toksycznych dla silników ZS do pojazdów samochodowych o dopuszczalnej masie całkowitej powyżej 3500 kg:

CO → 2,1 (g/kWh)

NO_x → 5,0 (g/kWh)

HC → 0,7 (g/kWh)

PM → 0,1 (g/kWh)

6. PODSUMOWANIE

W pracy omówiono najistotniejsze problemy związane z powstawaniem i ograniczaniem emisji cząstek stałych z układów wylotowych silników ZS. Wykazano celowość i współczesne tendencje w ograniczaniu emisji cząstek stałych. Wymieniono sposoby ograniczania emisji cząstek stałych oraz opisano podstawowe systemy i podzespoły urządzeń ograniczających emisję tych cząstek. Omówione niektóre problemy techniczne, które mogą decydować o jakości procesów w tych urządzeniach i ich walorach eksploatacyjnych.

LITERATURA

1. AutoEXPERT nr I 98, Procesy i systemy spalania w ZS, VP, Poznań 1998.
2. AutoEXPERT nr IX 99, Diesel kontratakuje, VP, Poznań 1999.
3. AutoEXPERT nr VII/VIII 01, Układy wydechowe silników samochodowych, VP, Poznań 2001.
4. Kojtych A.: Przegląd katalitycznych metod redukcji NO_x w spalinach silnika o ZS. SGGW, Warszawa 2001.
5. Merkisz J.: Wpływ motoryzacji na skażenie środowiska naturalnego. WPP, Poznań 1993.
6. Merkisz J.: Elektroniczne aspekty stosowania silników spalinowych. WPP, Poznań 1995.
7. Merkisz J.: Emisja cząstek stałych przez silniki spalinowe o zapłonie samoczynnym. WPP, Poznań 1997.
8. Merkisz J.: Ekologiczne problemy silników spalinowych. Tom I i II, WPP, Poznań 1998.
9. Nagórski Z., Swat M.: Ograniczenie emisji cząstek stałych pochodzenia motoryzacyjnego. Kwartalnik 1/95, Problemy eksploatacji, Instytut Technologii Eksploatacji, Radom 2001.



Mgr inż. **Karol Kwiatkowski** zajmuje się zagadnieniami ochrony środowiska, szczególnie zagrożeniami ze strony eksploatowanych silników spalinowych. Od wielu lat współpracuje z Katedrą Maszyn Roboczych i Pojazdów ATR w Bydgoszczy.

Bogdan Żółtowski – informacje o Autorze na stronie 100.

MOŻLIWOŚCI ANALIZY WIBROAKUSTYCZNEJ I BADAŃ DIAGNOSTYCZNYCH SYSTEMU PRZEPŁYWOWEGO ZAWORÓW HOMOGENIZUJĄCYCH

Krzysztof ŁUKASIK

Wydział Mechaniczny, Katedra Obróbki Plastycznej
20-618 Lublin, ul. Nadbystrzycka 36, fax (81) 5381241

Streszczenie

W pracy przedstawiono wstępne wyniki badań wibroakustycznych systemu zaworu homogenizatora wysokociśnieniowego. Badania dotyczyły słyszalnego widma akustycznego i miały na celu rozpoznania jego charakterystyk wibracyjnych, oraz ich zmian w zależności od technologicznych parametrów jego pracy. Obserwowano także ich wpływ na powstawanie i rozwój zjawisk szkodliwych dla jego trwałości i skuteczność pracy.

Słowa kluczowe: diagnostyka, zawory homogenizujące, analiza wibroakustyczna.

A POSSIBILITY OF VIBRATION ANALYSIS AND DIAGNOSTIC INVESTIGATION OF HOMOGENIZING VALVES FLOW SYSTEM

Summary

The results of vibration analysis of high pressure homogenizing valve are presented in this paper. The investigations were focused on hearing spectrum of noise and were aimed at both recognizing their vibration characteristics and the changes dependent on the technological parameters of the homogenizing valve's work. The influence of these parameters on the development of the process harmful for the durability and effectiveness of the valve's work were also observed.

Keywords: diagnostic, homogenizing valves, vibration analysis.

1. WPROWADZENIE

Analiza wibroakustyczna od kilkunastu lat stosowana jest w procesach monitorowania i diagnozowania stanu urządzeń technicznych [1,2,4]. Rozwój technik komputerowych tak sprzętowych jak i programowych oraz dostępność doskonalszych przetworników drgań (przyspieszeń) sprawia, że metody wibroakustyczne niejednokrotnie stanowią ich integralną część [2,5]. Jednakże prawidłowe interpretowanie akustycznego obrazu badanego obiektu wymaga przeprowadzenia wielu żmudnych badań. W ich efekcie możliwe jest wyłowienie ze stochastycznej przestrzeni szumowej składników sygnału o największej zawartości informacji diagnostycznej [4,7]. Pomimo istnienia wielu opracowań dotyczących technik pobierania próbek sygnału w przypadku konkretnego urządzenia niemal zawsze konieczna jest wstępna ocena doświadczalna. Jest ona konieczna między innymi ze względu na konieczność wyboru odpowiedniego miejsca pobierania sygnału. W przypadku urządzeń przepływowych mamy do czynienia ze specyficzną sytuacją wynikającą z uczestnictwa ciekłego medium w przekazywaniu ruchów falowych [5].

Różnorodność sygnałów wibracyjnych towarzyszących przepływowi czynnika ciekłego i różnice w ich propagacji w środowisku ciekłym i w tworzywie konstrukcyjnym (najczęściej metalowym) stanowią o specyfice tych urządzeń. Z tej przyczyny badanie wibroakustyczne maszyn przepływowych wymaga w wielu przypadkach przeprowadzenia obszernych badań wstępnych. Przykładem są badania przeprowadzone na stosowanym w przemyśle spożywczym homogenizatorze wysokociśnieniowym.

2. KONSTRUKCJA URZĄDZENIA

Homogenizator ciśnieniowy jest urządzeniem hydromechanicznym o działaniu celowym. Polega ono na rozdrabnianiu ciekłej lub stałej fazy rozproszonej znajdującej się w przetwarzanych ciekłych układach niejednorodnych. Jego schemat przedstawiono na rys.1. Głównymi elementami roboczymi homogenizatora wysokociśnieniowego, jest wielonurkowa (3-8) pompa wysokiego ciśnienia i głowica homogenizująca. Jej głównymi elementami są: specjalnego rodzaju zawór homogenizujący rys.2. pracujący przy ograniczonym uchyleniu grzybka i układ sterujący którego zadaniem jest nastawienie i utrzymywanie zadanego

ciśnienia roboczego. Praca głowicy w największym stopniu wpływa na efektywność procesu homogenizacji. Stosowane w praktyce układy sterowania wykorzystują najczęściej hydrauliczne, pneumatyczne i mechaniczne (sprężynowe) elementy regulacyjne. Rozwiązania bazujące na mechanicznym sterowaniu są najbardziej podatne na uszkodzenia, charakteryzują się dużą zmiennością właściwości regulacyjnych. Niejednokrotnie ich charakterystyka podczas pracy staje się nieliniowa, co jest wynikiem zmiany kształtu sprężyn

talerzowych. Ta niekorzystna cecha z badawczego punktu widzenia prowadzi do zwiększenia ilości trudnych do interpretacji informacji doświadczalnych.

Na rys.5 przedstawiono wycinki widma szumowego urządzenia (CHO-50) zarejestrowanego podczas homogenizacji soku owocowo-warzywnego z użyciem nowego stożkowego zaworu homogenizującego o konstrukcji przedstawionej na rys.2. sterowanego mechanicznie, którego częstotliwość drgań własnych wynosiła ok. 1,6 kHz.



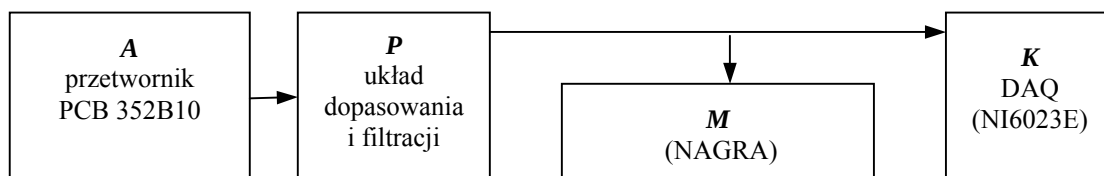
Rys.1 Schemat homogenizatora ciśnieniowego gdzie: PU – pompa, ZH – zawór homogenizujący [5]

3. METODA I CHARAKTERYSTYKA BADAŃ

Podczas badań homogenizatora ciśnieniowego wykorzystano stanowisko pomiarowe przedstawione na rys.3. Podstawowymi elementami jest przetwornik przyspieszeń z układem dopasowującym oraz rejestrator. Stosowano system komputerowy z kartą pomiarową DAQ (NI6023E). Dodatkowo rejestrowano sygnał analogowy za pomocą magnetofonu NAGRA3 przy prędkości przesuwu taśmy $10'' s^{-1}$. Okres próbkowania $T_o \approx 2,08 \cdot 10^{-5} s$ i czas pobrania sygnału $T = 0,66 s$ dla całkowitej liczby próbek $N=32768$. Częstotliwość periodyzacji widma $f_e \approx 48 kHz$ stąd $f_{Nyq} = 24 kHz$ i $f_T \approx 1,5 Hz$.



Rys.2. Szkic stożkowego zaworu homogenizującego w układzie rozsuniełym



Rys. 3. Schemat układu do rejestracji drgań grzybka zaworu homogenizującego

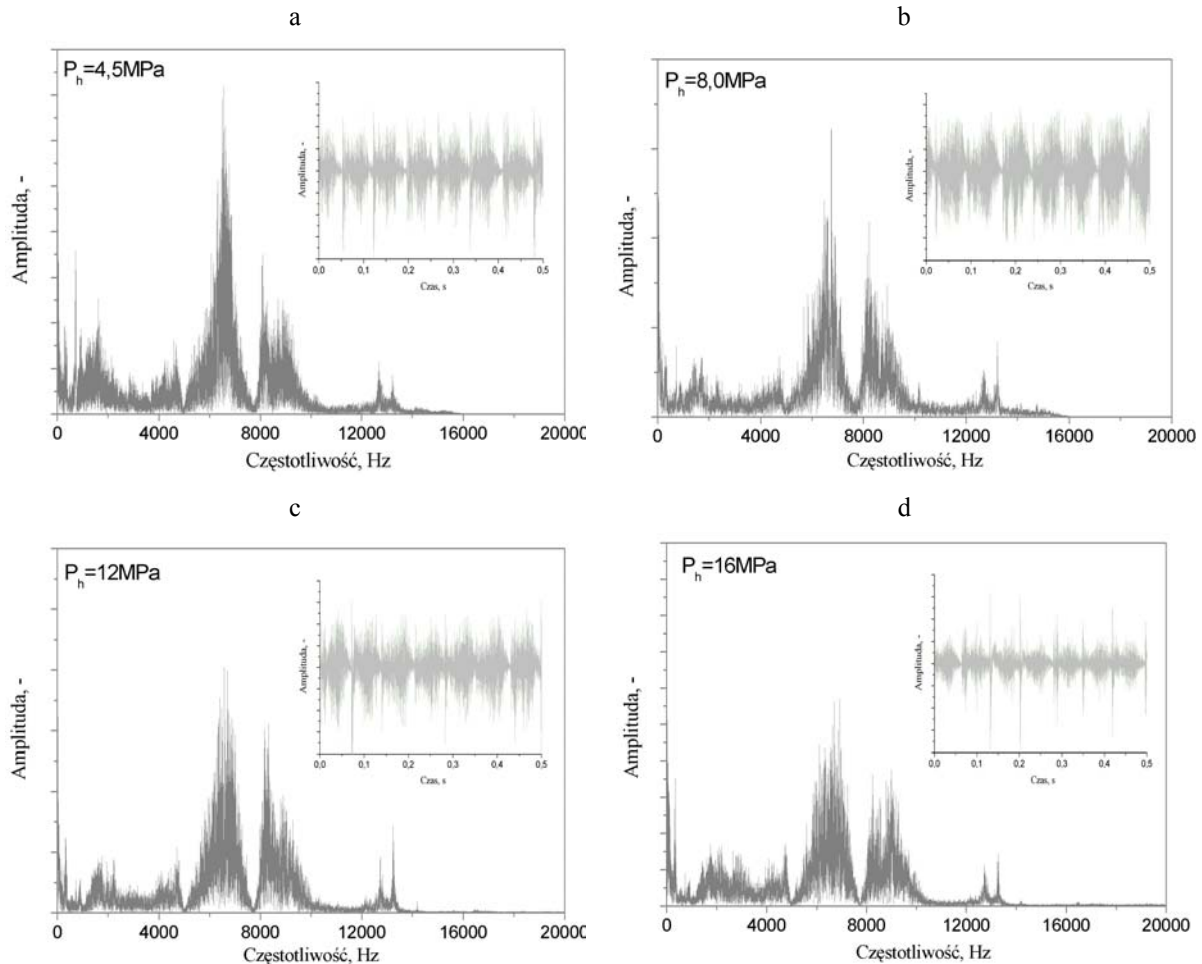
Po wstępnym porównaniu przepuszczanego przez filtry antyaliasingowe widma sygnału dalsze badania przeprowadzono dla pasma $f \in (0, 16000) Hz$. Powyżej częstotliwości granicznej $f_g = 16000 Hz$ nie dostrzeżono istotnych zmian intensywności sygnału akustycznego W w zależności od celu i charakteru badań w celu zwiększenia ich wiarygodności konieczne jest zawężenie pasm pomiarowych do

niezbędnego zakresu wybranego z rejestrowanego pasma pod względem użyteczności diagnostycznej.

Z uwagi na ogólny charakter badań wynikający z przyjętych założeń wykorzystano niemal całe dostępne pasmo na jakie pozwalała stosowana aparatura, licząc się z ewentualną koniecznością powtórzenia określonych analiz. Na tym etapie nie odrzucano tych zakresów widma które nie zawierały

informacji użytecznych. Jako zabezpieczenie umożliwiające powrót do sygnału źródłowego niezakłóconego przetwarzaniem cyfrowym była rejestracja analogowa na taśmie magnetycznej. Rejestrację drgań przeprowadzono dla kierunku wzdłuż osi grzybka (SDOF) z wykorzystaniem specjalnego oprzyrządowania. Akcelerometr

mocowano za pomocą wosku pszczelego. Pomimo uprzywilejowania strukturalnego kierunku rejestracji widmo szumowe zawiera znaczną ilość składowych drgań z innych kierunków transformowanych strukturalnie na kierunek rejestracji i pochodzących od innych elementów konstrukcyjnych jak np. silnik, przekładnia napędowa.



Rys.4. Wibroakustyczne widmo Fouriera pracy homogenizatora wysokiego ciśnienia przy różnych ciśnieniach roboczych. W górnym rogu każdego wykresu pokazano wycinek sygnału nieprzetworzonego

4. OBRÓBKA SYGNAŁU

Charakterystyczną cechą rejestrowanego ciągu drgań przedstawionego na rys.1 jest periodiczność zmiany intensywności drgań z okresem $1/3\tau \approx 0,068s$ co odpowiada okresowi zmian ciśnienia wytwarzanego przez trójnurtową pompę pracującą z prędkością obrotową $\omega \approx 30,8 \text{ rad s}^{-1}$. Warunki pracy pompy oraz specyfika konstrukcji homogenizatora sprawiają, że urządzenie to z wibroakustycznego punktu widzenia charakteryzuje się szerokim spektrum dźwięków. Ich intensywność i charakterystyka zależą od parametrów pracy, stanu technicznego i specyfiki konstrukcji. Każdy z wymienionych czynników w odmienny sposób wpływa na charakterystykę wibroakustyczną. Zarejestrowany sygnał poddano przetworzeniu za pomocą szybkiej transformaty Fouriera FFT przy

wykorzystaniu metody Hamminga [5,7]. Wykorzystywano w tym celu narzędzia oferowane przez pakiet Labview firmy National Instruments. Otrzymany rozkład spektralny rys.4 charakteryzuje się szeregiem zakresów częstotliwości w których występują wyraźne zmiany natężenia drgań. Związane są one z charakterystycznymi zjawiskami towarzyszącymi pracy zaworu homogenizującego. Na kolejnych rysunkach rys.4 przedstawiono zmianę widma częstotliwościowego w zależności od ciśnienia homogenizacji, które jest głównym parametrem technologicznym procesu. Widoczne zmiany w widmie Fouriera nie pozwalają na jednoznaczną interpretację zmian zachodzących w zaworze. Dają jednak podstawę do zawężenia obszaru badań. Przejście do szczegółowej analizy modalnej wymaga określenia zależności pomiędzy sygnałem wibroakustycznym, a funkcją gęstości

prawdopodobieństwa odpowiadającej identyfikowanemu procesowi. Na obecnym etapie zależności tych w pełni nie ustalano. Ograniczono badania do identyfikacji określonych zjawisk i zawężenia zakresu częstotliwości drgań związanych z nimi.

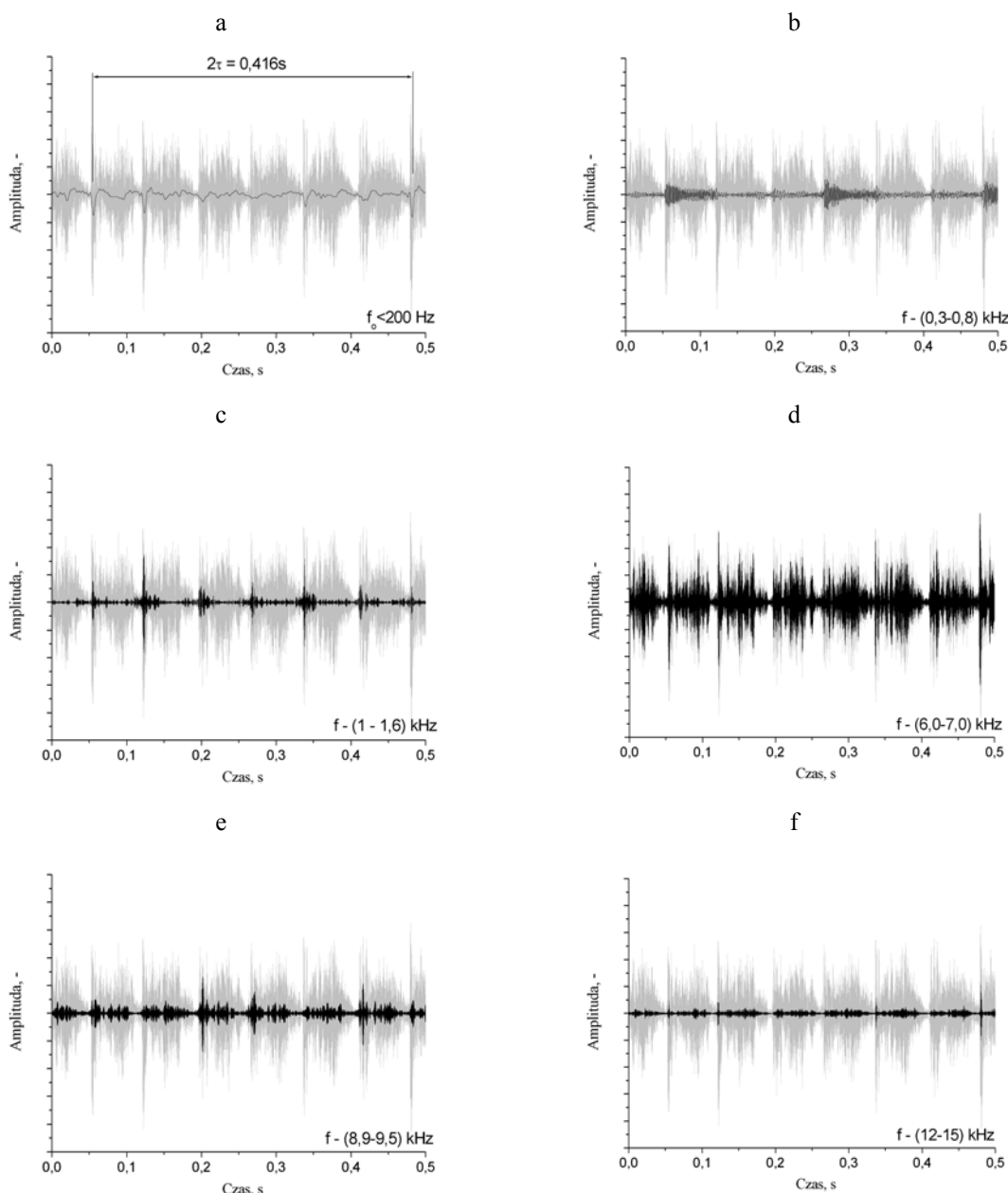
5. ANALIZA SYGNAŁU

Przykładowe wyniki przedstawiono na rys.5 w układzie czasowo-amplitudowym, co umożliwia chronologiczną obserwację zmiany ich intensywności. Przykładowymi zjawiskami, których przebieg zilustrowano są:

- pulsacje ciśnienia homogenizacji rys.5a,
- drgania grzybków zaworów rozdzielających pompy (widoczny efekt nienormalnej pracy jednego z zaworów) rys.5b,

- drgania grzybka zaworu głównego o częstotliwości $f \approx 1,0-1,6$ kHz rys.5c,
- drgania wywołane uderzeniem strumienia cieczy o ścianki kanału odpływowego po wyjściu ze szczeliny zaworu rys.5d,
- drgania pochodzące od lokalnych zjawisk kawitacji obejmujących głównie kawitację w miejscu kontrakcji w początkowej strefie szczeliny zaworu, i kawitację dyfuzorową w jej dalszej części rys.5e, f.

Charakterystyczną cechą pracy zaworu ze sterowaniem mechanicznym jest wyraźna cykliczność jego pracy z widocznymi momentami niemal całkowitego zaniku drgań wywołanego



Rys.5. Porównanie składowych widma Fouriera na tle sygnału oryginalnego dla $P_h=4,5$ MPa

prawie całkowitym zamknięciem przepływu. Momenty te poprzedzają fazę gwałtownego otwarcia zaworu, czemu towarzyszą drganie grzybka pobudzonego uderem hydraulicznym.

Mają one charakter gasnący i w krótkim czasie ich intensywność maleje. Widoczne na rys.4c różnice kształtu obwiedni drgań związane są z różnicą w charakterze pobudzenia, a zależnego od chwilowych parametrów zmiany ciśnienia dostarczanego przez pompę, stanu układu jego regulacji. Są one także wynikiem pracy układu rozdzielczego pompy, który w badanym przypadku wykazywał określone niedomagania przejawiające się ciągłymi drganiami jednego z zaworów w całym okresie jego uniesienia. W niektórych przypadkach prowadzą one do kavitacji wibracyjnej. Przenosząc się przez ośrodek ciągły są przyczyną zmiany intensywności lokalnych zjawisk kavitacji przy wejściu do szczeliny zaworu homogenizującego i w dalszej dyfuzorowej jego części. Czynniki ten jest często niedoceniany, a jak dowodzą prace [7,8] już drgania o niewielkiej amplitudzie i chwilowych przyspieszeniach rzędu 20g prowadzą do znacznego obniżenia trwałości elementów silników spalinowych. Wahania wysokości szczeliny zaworu wywołane drganiami prowadzą do zmiany natężeniem przepływu i intensywności szumu powstającego przy uderzaniu płynu o ścianki kanału odpływowego. Procesowi temu odpowiadają drgania w zakresie częstotliwości $f \sim 6,0-7,0 \text{ kHz}$. Kropki oznaczają brak ostrości granic. Obwiednia drgań posiada maksima w pobliżu środka odcinka pomiędzy kolejnymi fazami pulsacji ciśnienia będące rezultatem nasilenia przepływu. Zwiększony wydatek czynnika obserwuje się także w trakcie nasilonych drgań grzybka opisanych wyżej. Drgania wywołane zjawiskiem kavitacji, a ściślej pulsacjami kawern kavitacyjnych stwierdzono w obszarze częstotliwości $f \sim 8-9 \text{ kHz}$ i $12-14 \text{ kHz}$. Potwierdzeniem ich związku ze zjawiskami kavitacji były dodatkowe badania identyfikacyjne. Drgania te zależą w głównej mierze od warunków hydrodynamicznych (przepływowych). Wykazują znaczną zmienność w zależności od zmian parametrów przepływu wywołanych drganiami grzybka zaworu. Rozwój procesu kavitacji w systemie zaworu zależy także od temperatury, ciśnienia, prędkości przepływu. Obserwowany wówczas obraz widma akustycznego w zakresie związanym ze zjawiskiem kavitacji wykazuje większe zmiany niż w zakresach częstotliwości drgań odpowiadających innym zjawiskom występującym podczas jego pracy.

6. PODSUMOWANIE

Prezentowany wycinek wibroakustycznych badań pracy homogenizatora wysokiego ciśnienia potwierdza korzyści wykorzystania tej metody w procesach diagnostycznych i badawczych maszyn

przepływowych. Szczególną jej zaletą jest brak ingerencji w strukturę obiektu. Jednocześnie daje ona możliwość kompleksowej oceny stanu elementów konstrukcyjnych i ich charakterystyk dynamicznych w rzeczywistych warunkach eksploatacyjnych. Rejestrowane zmiany widma akustycznego pozwalają na badanie wpływu parametrów przepływowych związanych z ruchami grzybka zaworu na przebieg i intensywność określonych procesów w systemie zaworu. W szczególności dotyczy to badania warunków powstawania i rozwoju zjawisk kavitacyjnych/Zebrany materiał doświadczały dostarczył wielu informacji na temat przebiegu zjawisk w urządzeniach stosowanych do homogenizacji ciśnieniowej. Dotychczas tego rodzaju urządzenia nie były badane technikami wibroakustycznymi.

7. LITERATURA

- [1] Cempel Cz.: Wibroakustyka stosowana. PWN Warszawa 1989, s. 278.
- [2] Cempel Cz.: Diagnostyka wibroakustyczna maszyn. PWN Warszawa 1989, s. 296.
- [3] Ivančenko N. N.; Skurigin A. A.; Nikitin M. D.: Kavitationnyje razrušenija w dizieljach. Mašinostrojenije Leningrad 1984. s. 278.
- [4] Jaworski J.: Drganiaowe badania diagnostyczne w przemyśle zbożowo-młynarskim, Eksploatacja Maszyn, 1985, nr 5-6
- [5] Kurowski W.: Dyskretnie widmo Fouriera w diagnostyce wibroakustycznej. DWiPPB Białystok 1997, s. 186.
- [6] Łukasik K., Fijałkowski S.: Preliminary identification of ageing processes in homogenising valves in the aspect of healthy food production. Part II – investigations on destructive influences in the valve system. AMPT Gimares 1997 s. 649-655
- [7] Norton M. P.: Fundamentals of noise and vibration analysis for engineers. CUP Cambridge 1989, s. 619
- [8] Pilipienko V.V.: Kavitationnyje avtokolebanija. Naukova Dumka. Kiev, 1989. s. 234.



Dr inż. **Krzysztof Łukasik** jest pracownikiem Politechniki Lubelskiej. W swojej pracy naukowej zajmuje się zagadnieniami zużycia narzędzi i oprzyrządowania, oraz wykorzystaniem technik komputerowych do detekcji i modelowania

**WYZNACZANIE WSPÓŁCZYNNIKÓW DYNAMICZNYCH
RAMY FUNDAMENTOWEJ WIRNIKA LABORATORYJNEGO
W OPARCIU O PRZEDZIAŁY ADEKWATNOŚCI**

Sławomir BANASZEK

Instytut Maszyn Przepływowych PAN
ul. Fiszer 14, 80-952 GDAŃSK, tolek@imp.gda.pl**Streszczenie**

W niniejszej pracy przedstawiono obiekt badań, jakim jest model MES ramy fundamentowej wielkogabarytowego wirnika laboratoryjnego. Na modelu tym przeprowadzono symulację badania metodą wzbudzeń harmonicznych. Przedstawiono również różne koncepcje doboru przedziałów adekwatności. W oparciu o te przedziały dokonano transformacji charakterystyk. Dla otrzymanych w ten sposób charakterystyk masowo-sztywnościowo-tłumieniowych wykonano następnie obliczenia porównawcze.

Słowa kluczowe: łożyska ślizgowe, dynamika konstrukcji.

**THE LABORATORY ROTOR SUPPORT FRAME DYNAMIC COEFFICIENTS OBTAINING
BASED ON THE ADEQUACY RANGES****Summary**

The paper presents the object of investigations, which is FE-model of the large laboratory rotor support frame. The harmonic force response was simulated using this model. The different concepts of adequacy ranges' assumption were presented. The characteristics' transformation was made based on those adequacy ranges. A rotor dynamic simulations were made using obtained mass, stiffness and damping characteristics.

Keywords: slide bearings, dynamics of construction.

1. UWAGI WSTĘPNE

W modelowaniu oddziaływań dynamicznych układów wirnikowych łożyskowanych ślizgowo istotną rolę odgrywają między innymi własności elementów podpierających łożyska (wraz z ich fundamentami). Problem przyjęcia ich charakterystyk nabiera szczególnego znaczenia w zagadnieniach wibrodiagnostyki symulacyjnej maszyn wirnikowych. Otóż sygnałem diagnostycznym może być nie tylko amplituda drgań, ale także ich widmo. Aby je uzyskać na drodze obliczeniowej, należy stosować algorytmy oparte na metodach nieliniowych.

Wiadomo również, że własności dynamiczne konstrukcji zależą od częstości wymuszeń, jakim ta konstrukcja jest poddana. Oznacza to, że przyjęcie do obliczeń dynamiki własności podparcia łożysk wyznaczonych np. w oparciu o próbę statyczną może dać wyniki nieadekwatne do rejestrowanych na obiekcie rzeczywistym.

W IMP PAN w Gdańsku od szeregu lat rozwijane są programy serii NLDW. Umożliwiają one obliczenia dynamiki układów wirnikowych

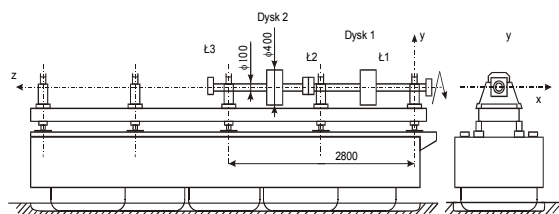
łożyskowanych ślizgowo (wraz z elementami podparcia) właśnie z wykorzystaniem metod nieliniowych. Oznacza to, że nie można bezpośrednio zaimplementować do nich zespolonych charakterystyk podatnościowych, co powszechnie czyni się przy wykorzystaniu metod liniowych [5]. Zamiast tego należy podać charakterystyki masowo-sztywnościowo-tłumieniowe, które muszą być zadane jawnie, jako liczby rzeczywiste i nieujemne [1]. Niestety, nie istnieją metody badawcze, z których można te wielkości uzyskać bezpośrednio. Można tu jedynie zastosować znaną metodę wzbudzeń harmonicznych, a następnie dokonać transformacji otrzymanych tą drogą zespolonych charakterystyk podatnościowych do rzeczywistych charakterystyk masowo-sztywnościowo-tłumieniowych.

W niniejszej pracy pokazano przykład wyznaczania charakterystyk dynamicznych konstrukcji podpierającej wirnika laboratoryjnego, jakim dysponuje IMP PAN. Posłużono się symulacją komputerową badania metodą wzbudzeń harmonicznych. Następnie zaproponowano sposób przeprowadzenia transformacji charakterystyk

w oparciu o tzw. przedziały adekwatności. Wprowadzenie przedziałów adekwatności ma na celu uzależnienie charakterystyk konstrukcji od częstości wymuszeń. Pokazano również przykładowe wyniki z poszczególnych etapów prac. Przeprowadzono także obliczenia programem NLDW z wykorzystaniem tak określonych charakterystyk. Wyniki obliczeń porównano z wynikami obliczeń dla wartości statycznych oraz z wynikami pomiarów eksperymentalnych

2. STANOWISKO BADAWCZE DYNAMIKI WIRNIKÓW

Rys. 1 prezentuje schemat stanowiska badawczego dynamiki wirników i łożysk ślizgowych. Stanowisko to pozwala na symulację stanów dynamicznych rzeczywistych maszyn wirnikowych z prędkościami obrotowymi do 5000 obr/min.

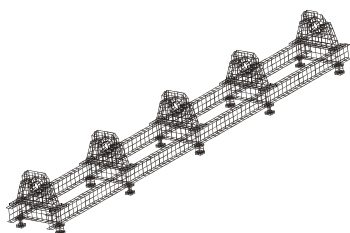


Rys. 1. Stanowisko badawcze dynamiki wirników

3. MODEL KOMPUTEROWY RAMY FUNDAMENTOWEJ WIRNIKA

Analizie poddano ramę fundamentową wirnika wraz ze stojakami i panwiami łożyskowymi. Komputerowy model ramy fundamentowej został stworzony za pomocą MES. Jego schemat (siatka elementów) pokazuje rys. 2 [3].

ABAQUS



Rys. 2. Siatka MES ramy fundamentowej

Ogółem model obejmuje 2436 elementów, co dało 11 182 węzły, zaś zadanie opisywał układ 60 672 równań.

4. EKSPERYMENT SYMULACYJNY

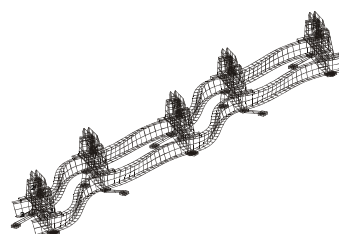
We wstępnym etapie prac powyższy model poddany został analizie modalnej [3]. Tabela 1 przedstawia 5 pierwszych częstości własnych modelu. Ograniczono się do częstości własnych leżących w zakresie do ok. 125 Hz, co wobec

zakresu bezpiecznej pracy stanowiska do ok. 85 Hz wydaje się wystarczające. Na rys. 3 pokazano przykładowo I formę własną ramy fundamentowej.

Tabela 1. Drgania własne ramy fundamentowej

Nr formy własnej	Częstość [Hz]	Opis
I	64,7	drżania poprzeczne stojaków łożysk
II	102	drżania wzdłużne całej ramy
III	110	drżania podłużnic ramy
IV	118,62	drżania podłużnic ramy połączone ze wzdłużnym „kiwaniem się” stojaków łożysk
V	124,25	jak wyżej, lecz w innej fazie

ABAQUS

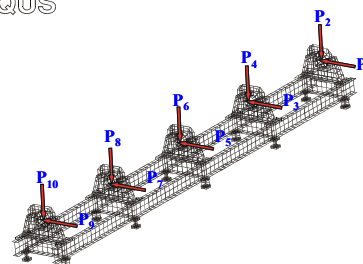


Rys. 3. Drgania własne ramy fundamentowej – I forma, 64,7 Hz

Zasadniczą część eksperymentu symulacyjnego stanowiły obliczenia będące w istocie komputerową symulacją badania metodą wzbudzeń harmoniczných. Uzyskano w ich wyniku charakterystyki podatnościowo-fazowe.

Rys. 4 przedstawia kierunki przyłożenia sił w poszczególnych więziach i ich numerację. Przyjęto konwencję, że więziom poziomym odpowiadają numery nieparzyste, a więziom pionowym – parzyste.

ABAQUS



Rys. 4. Numeracja więzi i kierunki przyłożenia sił wymuszających

Przy założeniu, że wirnik nie przenosi obciążeń i drgań wzdłużnych, oddziaływanie wirnik-konstrukcja podpierająca można opisać za pomocą

sił w więziach odpowiadających poziomym i pionowym przemieszczeniom czopa w panwi łożyska. Dla rozpatrywanego tu wirnika trzypodporowego będzie to zatem 6 więzi.

5. TRANSFORMACJA CHARAKTERYSTYK – PODSTAWY TEORETYCZNE

W wyniku badania metodą wzbudzeń harmonicznym można otrzymać zespolone charakterystyki podatnościowo-fazowe [1]. Można je opisać za pomocą macierzy L o elementach w postaci:

$$l_{mn} = \frac{A_{mn}}{P_m^0} e^{i\psi_{mn}} \quad (1)$$

gdzie: l_{mn} jest podatnością dynamiczną w więzi n przy wymuszeniu w więzi m [m/N]; A_{mn} jest amplitudą przemieszczeń w odpowiednich więziach [m]; P_m^0 jest amplitudą wymuszenia harmonicznego w więzi m [N]; zaś ψ_{mn} jest kątem fazowym [rad], oznaczającym opóźnienie lub przyspieszenie fazowe przebiegu przemieszczenia względem przebiegu siły. W wyniku odwrócenia zespolonej macierzy podatności dynamicznej L otrzymamy zespoloną macierz sztywności dynamicznej K , o elementach w postaci:

$$K = \underbrace{C - \omega^2 M}_{\text{Re}(K)} + \underbrace{i\omega D}_{\text{Im}(K)} \quad (2)$$

gdzie M , D i C są rzeczywistymi macierzami współczynników masy, tłumienia i sztywności. Jak widać dynamiczna sztywność zespolona stanowi liniową zespoloną kombinację tych współczynników. Ich wyznaczenie wymaga zatem dokonania transformacji zespolonych charakterystyk podatnościowych do rzeczywistych charakterystyk masowo-sztywnościowo-tłumieniowych.

Jeżeli znamy odpowiedzi drganiowe układu dla wielu częstości wymuszeń, wygodnie jest podzielić cały interesujący nas zakres częstości $\langle \omega_l, \omega_r \rangle$ na szereg podzakresów $\langle \omega_1, \omega_2 \rangle$, $\langle \omega_2, \omega_3 \rangle, \dots, \langle \omega_{g1}, \omega_{g2} \rangle \dots \langle \omega_{r-1}, \omega_r \rangle$. Dla częstości wymuszeń ω_{g1} i ω_{g2} , będących tu granicami dowolnego podzakresu, możemy ułożyć dwie macierze podatności $L(\omega_{g1})$ i $L(\omega_{g2})$. Ich odwrócenie da dwie macierze sztywności dynamicznej $K(\omega_{g1})$ i $K(\omega_{g2})$, których każdy element będzie miał swoją część rzeczywistą i urojoną. Można zatem zapisać:

$$\left. \begin{aligned} C_{mn} - \omega_{g1}^2 M_{mn} &= \text{Re}[k_{mn}(\omega_{g1})] \\ C_{mn} - \omega_{g2}^2 M_{mn} &= \text{Re}[k_{mn}(\omega_{g2})] \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Stąd po dokonaniu prostych przekształceń można jednoznacznie określić współczynniki masy związanej i sztywności, a współczynniki tłumienia bezpośrednio i jednoznacznie z (2) dla dowolnej częstości wymuszeń. Tak określone współczynniki masy i sztywności układu są adekwatne dla całego podzakresu $\langle \omega_{g1}, \omega_{g2} \rangle$ i tylko dla niego. Chcąc

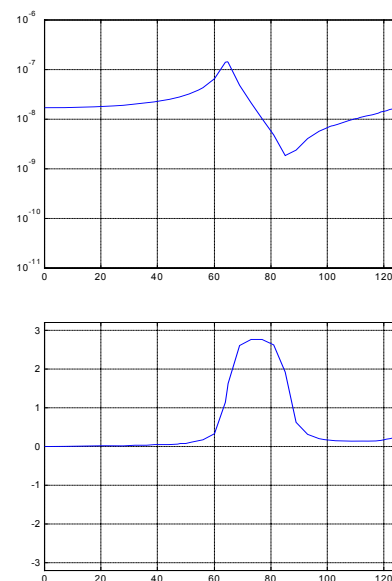
zatem wyznaczyć charakterystyki w całym zakresie częstości wymuszeń, należy taką procedurę zastosować do wszystkich określonych przez nas podzakresów. Podzakresy te będziemy nazywać „przedziałami adekwatności”.

Identyfikacja charakterystyk zależy tu w głównej mierze od sposobu i trafności doboru przedziałów adekwatności. Na podstawie wcześniejszych prac za najbardziej efektywny sposób należy uznać podział oparty na częstościach własnych z uwzględnieniem antyrezonansów [3]. Podział ten można modyfikować np. poprzez jego „zagęszczanie”. Za dostatecznie efektywny przyjęto taki podział, aby szerokości poszczególnych przedziałów adekwatności nie były większe niż 20 Hz. Jako granice przedziałów adekwatności przyjęto zatem: 0 Hz, 64,75 Hz, 85 Hz, 101 Hz, 112,50 Hz, 118,62 Hz i 124,25 Hz.

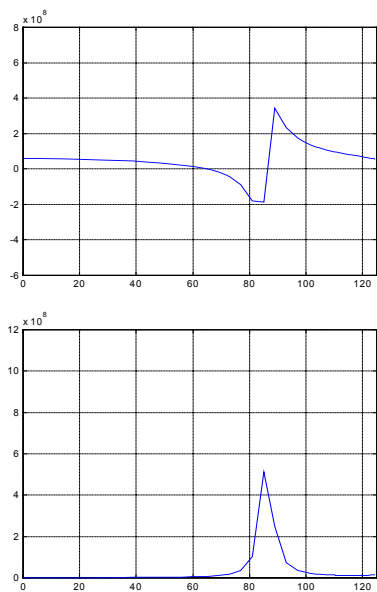
6. PRZYKŁADOWE WYNIKI

Rys. 5 przedstawia przebiegi modułu podatności dynamicznej i kąta fazowego w funkcji częstości wymuszeń drgań poziomych pierwszej podpory [3].

Dla charakterystyk utworzonych dla poszczególnych częstości wymuszeń układamy zespolone macierze podatności dynamicznej o elementach (1). Macierze te następnie odwrócono uzyskując zespolone macierze sztywności dynamicznej [3]. Dla uproszczenia analizy odwracano macierze diagonalne złożone z elementów leżących na głównej przekątnej macierzy podatności. Rys. 6 przedstawia przebiegi części rzeczywistych i urojonych zespolonej sztywności dynamicznej K (po odwróceniu macierzy) w funkcji częstości wymuszeń.

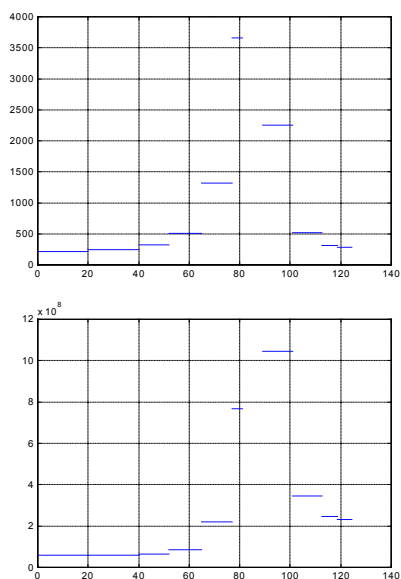


Rys. 5. Przykładowe charakterystyki podatnościowo-fazowe (moduł i faza podatności)

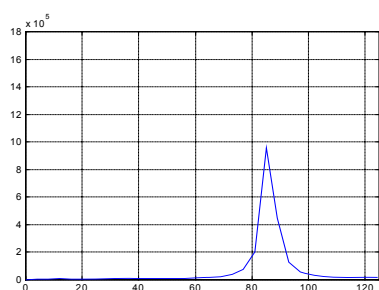


Rys. 6. Zespolona sztywność dynamiczna
 (część rzeczywista i urojona)

Rys. 7 przedstawia przebiegi charakterystyk masowo-sztywnościowych wyznaczonych w oparciu o powyższy podział. Na rys. 8 przedstawiono charakterystykę tłumienia.



Rys. 7. Rzeczywiste współczynniki masy i sztywności

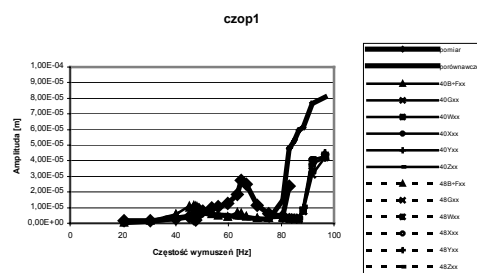


Rys. 8. Charakterystyka tłumienia

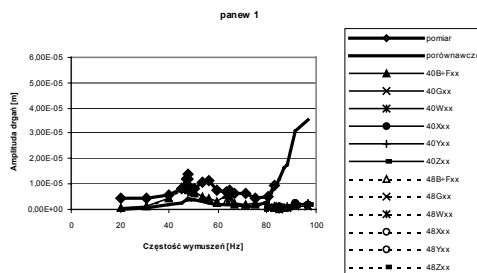
7. WERYFIKACJA

Charakterystyki określone powyżej zostały zaimplementowane jako dane do programów NLDW. Wykonano obliczenia porównawcze dynamiki wirnika z danymi eksperymentalnymi oraz z wynikami wcześniejszych obliczeń, w których przyjmowano statyczne wielkości sztywności podpór oraz tłumienie oszacowane na podstawie literatury.

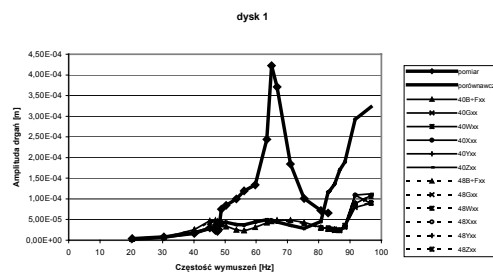
Rysunki 9÷11 prezentują wyniki obliczeń dynamicznych programem NLDW wykonanych z wykorzystaniem charakterystyk podparcia określonych według przyjętego podziału zakresu częstotliwości wymuszeń [4]. Wyniki te zostały wygenerowane dla przykładowych węzłów układu wirnikowego. W serii z oznaczeniem „40” pominięto tłumienie konstrukcji podpierającej. W serii „48” obliczenia prowadzono z uwzględnieniem tłumienia. Litery w oznaczeniach serii odpowiadają kolejnym przedziałom adekwatności.



Rys. 9. Amplitudy drgań czopa I



Rys. 10. Amplitudy drgań panwi I



Rys. 11. Amplitudy drgań dysku I

Wyniki obliczeń wykazują pewną zgodność trendów charakterystyk z charakterystyką serii porównawczej. Znacznie słabiej wypada to w porównaniu z wynikami pomiarów, chociaż trzeba zauważyć dość dobre odzwierciedlenie lokalnych częstości rezonansowych. Uwzględnienie tłumienia nie zmienia zasadniczo przebiegów charakterystyk, powoduje jedynie zmniejszenie amplitud w lokalnych rezonansach układu.

Powyżej 70 Hz charakterystyki dla poszczególnych przedziałów adekwatności w zasadzie pokrywają się, wykazując antyrezonans spodziewany na podstawie obliczeń programem ABAQUS. Świadczyłyby to o prawidłowym przyjęciu wartości współczynników wyznaczonych na podstawie symulacji komputerowej.

Rozbieżności względem danych eksperymentalnych są dosyć duże. Przyczyną tego jest najprawdopodobniej istotne uproszczenie modelu w stosunku do obiektu rzeczywistego [7, 8]. W stosunku do obliczeń porównawczych należy zauważyć zgodność trendów charakterystyk, którą można uznać za zadowalającą. Trzeba jednak pamiętać, że seria obliczeń porównawczych również wykazuje rozbieżności względem danych pomiarowych [2].

Aby wyeliminować niepewności w określeniu współczynników należałoby podać zestaw wiarygodnych dynamicznych liczb wpływowych wyznaczonych na podstawie eksperymentu (trwają prace zmierzające ku temu). Uściśliłoby to obliczenia porównawcze. Celowe byłoby również podjęcie próby poprawienia modelu MES tak, aby uwzględniał także te elementy, na których spoczywa zamodelowana rama fundamentowa. Warto również podjąć próbę oszacowania zjawisk, które mogą wystąpić w rzeczywistej konstrukcji, jak np. wpływ napięcia połączeń śrubowych, niedokładnego połączenia nieuwzględnionych tu elementów betonowych z metalowymi itp. [3]. Wyznacza to kierunki możliwych dalszych prac Zakładu.

LITERATURA

- [1] J. Kiciński Identyfikacja modeli konstrukcji podpierających maszyn wirnikowych. Opr. wewn. IMP PAN nr arch. 655/2000, Gdańsk 2000.
- [2] J. Rybczyński, S. Banaszek, M. Łuczak, A. Markiewicz - Kicińska. Porównanie wyników pomiarów dynamiki wirnika doświadczalnego na stanowisku badawczym dynamiki wirników z wynikami obliczeń komputerowych programem NLDW. Oprac. wewn. IMP PAN, nr arch. 20/2000, Gdańsk 2000.
- [3] S. Banaszek, J. Rybczyński. Przedziały adekwatności charakterystyk dynamicznych konstrukcji podpierającej łożyska ślizgowe wirnika laboratoryjnego. Oprac. wewn. IMP PAN, nr arch. 1408/01, Gdańsk 2001
- [4] S. Banaszek. Obliczeniowa weryfikacja przedziałów adekwatności symulacyjnych

charakterystyk dynamicznych ramy fundamentowej wirnika laboratoryjnego. Oprac. wewn. IMP PAN, Gdańsk 2002.

- [5] J.K. Sinha, M.I. Friswell, A.W. Lees. The Identification of the Unbalance and the Foundation of a Flexible Rotating Machine from a Single Run-Down. Vibration Laboratory, Atomic Research Center, Mumbai, India 2000.



uwzględnieniem właściwości dynamicznych utwierdzeń łożysk.

Mgr inż. **Sławomir Banaszek** jest asystentem w Zakładzie Dynamiki Wirników i Łożysk Ślizgowych Instytutu Maszyn Przepływowych PAN w Gdańsku. Zajmuje się dynamiką układów wirnikowych łożyskowanych ślizgowo, ze szczególnym

NEURONOWE MAPY CECH W SYSTEMIE DIAGNOSTYCZNYM ELEKTROWNI

Mariusz GIBIEC

Katedra Robotyki i Dynamiki Maszyn AGH
30-059 Kraków Al.Mickiewicza 30, mgi@agh.edu.pl

Streszczenie

Dążenie do zapewnienia jak najdłuższej i bezawaryjnej eksploatacji obiektów technicznych powoduje zapotrzebowanie na dokładną informację stanie obiektu. Instaluje się więc coraz więcej czujników i systemów pomiarowych tworząc systemy diagnostyki. Ilość gromadzonych informacji jest jednak tak duża, że rodzi to problemy z jej przetwarzaniem. W przedstawionej pracy podjęto próbę wykorzystania sztucznych sieci neuronowych typu Kohonena do analizy dużej liczby sygnałów zbieranych w trakcie pracy typowego turbozespołu elektrowni i jego instalacji pomocniczych. Uzyskane sieci neuronowe realizują zadanie wykrywania zmiany stanu maszyny. Zaprezentowano wyniki działania opracowanego oprogramowania do przetwarzania odpowiedzi zaimplementowanych sieci. Jego działanie ukierunkowano na wizualizację graficzną położenia aktywnego neuronu na tle regionów ilustrujących stan maszyny. W pracy pokazano także możliwości korzystania z sieci neuronowych do wykrywania sygnałów, których zmiany umożliwiają określenie stanu maszyny.

Słowa kluczowe: przetwarzanie informacji pomiarowej, systemy diagnostyczne, sieci neuronowe

NEURAL FEATURE MAPS IN POWER PLANT DIAGNOSTIC SYSTEM

Summary

Aspiration for assertion of the longest and nondefect technical machinery exploitation causes demand for high accuracy information of machinery condition. A growing number of sensors and measurement systems one install in the machinery creating diagnostic systems. A quantity of acquired information is so big that one have problems with its analysing. This case study presents an application of a Kohonen's type artificial neural network utilisation for parallel analysing of a big number of signals measured during typical power plant machinery exploitation. Implemented artificial neural networks accomplish detection of the machinery condition change. Results of neural networks answers postprocessing programs are presented. A visualisation of network activity on the map of machinery state regions is done. Detection of signals which changes make possible machinery state assessing using neural networks is implemented.

Keywords: processing of measurement information, diagnostic systems, neural network

1. WSTĘP

Urządzenia i instalacje przemysłowe charakteryzują się wysokimi kosztami inwestycji. Dlatego kluczowe jest ich utrzymanie w stanie pełnej sprawności ponieważ koszty awarii lub nieplanowanego wyłączenia z eksploatacji są bardzo wysokie. Wymagania te nabierają dużej wagi w przypadku maszyn i instalacji wykorzystywanych w przemyśle energetycznym. W przypadku awarii ponoszone koszty to nie tylko te wynikające z jej usuwania ale także cena energii niewyprodukowanej z winy niesprawności środków produkcji. Zatem koszty nawet niewielkich awarii z powyższych powodów sięgają często wysokiego poziomu. W celu zapobiegania sytuacjom awaryjnym stosuje się dwie grupy metod: zapobieganie jej wystąpieniu poprzez staranną obsługę i zapewnienie dużych marginesów bezpieczeństwa (ang. preventive

maintenance) oraz wykrywanie awarii we wczesnym jej stadium poprzez nadzór nad bieżącym stanem maszyny (ang. predictive maintenance). W praktyce stosowane są obie te metody równolegle. W ostatnich latach daje się zaobserwować tendencja do ciągłego usprawniania i zwiększania zakresu funkcji stacjonarnych systemów nadzoru. Korzystając z coraz większych możliwości opomiarowania systemów nadzoru monitoruje się nie tylko podstawowe parametry pracy bloku energetycznego takie jak: moc, parametry pary świeżej, parametry skraplacza, temperaturę łożysk oraz temperaturę i ciśnienie w układzie olejowym ale także wykonuje pomiary specjalne uzyskując dane o stanie dynamicznym maszyny. W tym celu mierzy się: drgania wału w panwiach łożysk, przesuw osiowy, wydłużenia względne i bezwzględne korpusów, mimośrodowość i temperaturę. Inną grupą monitorowanych sygnałów

są pomiary wykonywane na instalacjach pomocniczych.

Obecnie budowane maszyny i urządzenia posiadają standardowo wbudowane elementy aparatury do pomiarów podstawowych i specjalnych stanowiące zabezpieczenie maszyny na najniższym poziomie. Uważane są one za pierwszą warstwę systemu nadzoru i stanowią źródło informacji dla warstw wyższych. Coraz częściej wyposażone są one także w interfejsy komunikacyjne umożliwiające transmisję mierzonych danych.

Komputery zwane stacjami operatorskimi realizują zadania archiwizacji i wizualizacji danych i tworzą drugą warstwę systemu nadzoru. W najprostszym przypadku w ramach archiwizacji tworzone są trendy mierzonych wielkości, zapamiętywane istotne wydarzenia w działaniu maszyny. Przechowywanie próbkowanych sygnałów stwarza określone trudności ze względu na objętość gromadzonych danych. W miarę rozwoju systemów diagnostycznych pojawiła się potrzeba nowych form przedstawiania danych. Zestawy narzędzi diagnostycznych do wizualizacji zwane są nadbudowa diagnostyczną, a systemy w nie wyposażone – systemami monitoringu i diagnostyki. W wyniku upowszechnienia się komputerowych systemów monitoringu uciążliwości związanych z koniecznością analizy informacji diagnostycznych dla kilkuset kanałów pomiarowych montowanych na typowej instalacji w przemyśle energetycznym [7].

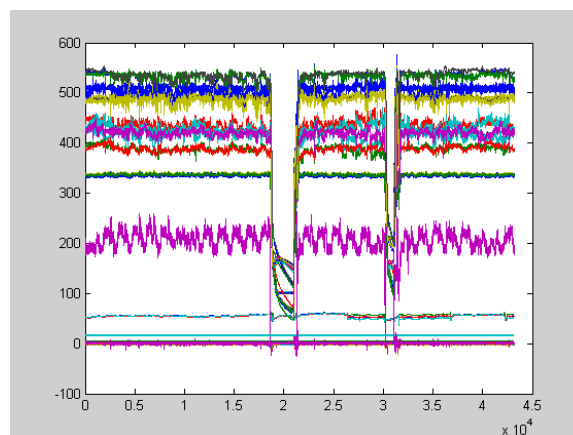
W chwili obecnej prowadzone są próby wdrażania systemów ekspertowych. Mają one na celu automatyzację wnioskowania diagnostycznego w oparciu o metody wnioskowania o stanie maszyny wykorzystujące mierzone dane. Z drugiej strony uzyskane relacje symptom – stan, wbudowywane są do systemu ekspertowego jako baza wiedzy. Chociaż często takie systemy określa się jako inteligentne to ich rozwój nie zmierza do zastąpienia diagnosty w elektrowni. Dlatego często określa się je mianem systemów doradczych lub systemów wspomagania decyzji diagnostycznych [3].

W niniejszej pracy podjęto próbę wykorzystania sztucznych sieci neuronowych do wizualizacji stanu maszyny oraz do analizy danych pomiarowych z wielu kanałów i wspomagania pracy diagnosty w elektrowni.

2. SFORMUŁOWANIE PROBLEMU

Współczesne systemy monitoringu i diagnostyki dostarczają użytkownikowi ogromnej ilości danych. W typowej polskiej elektrowni dla turbiny 200 MW zbieranych jest około tysiąca sygnałów, które przesyłane są do centrali operatorskiej. Są to sygnały z systemu nadzoru drganiowego turbozespołu ale także parametry procesowe między innymi moc czynna, prąd wzbudzenia wirnika, ciśnienie i temperatura w kondensatorze i stopniu regulacyjnym itp. Ponadto zbierane są sygnały

z maszyn i instalacji pomocniczych. Wszystkie te sygnały mają różne zakresy zmienności i częstotliwości próbkowania. Typowy przebieg omawianych sygnałów zebrany w ciągu miesięcznej pracy turbozespołu przedstawiono na rysunku 1.



Rys. 1. Zapis sygnałów przekazywanych do centrali operatorskiej

Jego analiza jest bardzo trudna ze względu na ilość prezentowanych sygnałów oraz ilość możliwych konfiguracji zmieniających się sygnałów. Obserwowana przez obsługę zmiana niektórych sygnałów pociąga za sobą szereg czynności zmierzających do ich identyfikacji tzn. wydzielenia z przebiegu zbiorczego oraz określenia jakich wielkości dotyczą. Zastosowanie prostego mechanizmu wykrywania zmian poprzez określenie zakresów zmienności nie wystarcza ponieważ dla pewnych stanów (patrz rys.1) zmiana wartości następuje dla wielu sygnałów. W takim przypadku konieczne jest wykorzystanie informacji kontekstowych dla określenia sygnałów, których zmiany ilustrują wystąpienie niesprawności. Dużym ułatwieniem dla obsługi jest równoczesna informacja o stanie maszyny jak i zmianach mierzonych sygnałów. Zwłaszcza w sytuacji gdy maszyna wychodzi z obszaru bezpiecznej pracy cennym jest szybkie określenie sygnałów ulegających zmianom. Zawarta w nich informacja o występowaniu niesprawności może zostać przeoczona lub zignorowana przez obsługę. Zazwyczaj do analizy przystępuje się dopiero po wystąpieniu alarmu lub nawet awarii. Tymczasem system dokonujący automatycznie przeglądu tej informacji i dokonujący selekcji danych może zwrócić uwagę operatora maszyny na pojawienie się symptomów niesprawności co zwiększa bezpieczeństwo eksploatacji.

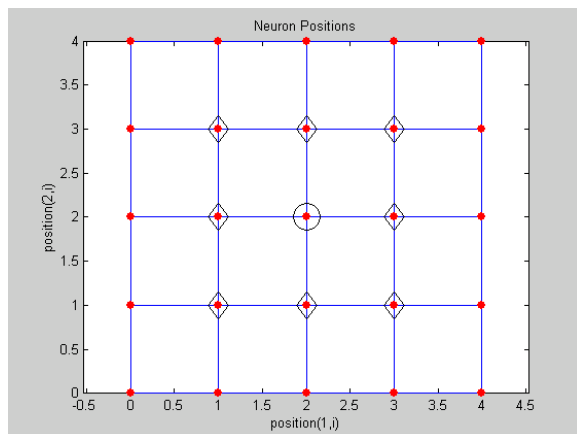
3. ZASTOSOWANIE SIECI NEURONOWYCH TYPU KOHONENA DO WSPOMAGANIA PROCESU DIAGNOZOWANIA STANU

Do rozwiązania przedstawionego wcześniej problemu zaproponowano sztuczne sieci neuronowe typu Kohonena. Jedną z ich zalet jest możliwość

GIBIEC, Neuronowe mapy cech w systemie diagnostycznym elektrowni

przekształcenia dowolnej ilości sygnałów wejściowych do przestrzeni jedno lub dwu wymiarowej z zachowaniem własności topologii. Umożliwia to czytelną i łatwą do interpretacji wizualizację stanu maszyny. Sztuczne sieci neuronowe uczone są w trybie bez nauczyciela. Ich zadaniem jest wykrycie istniejących związków między sygnałami podawanymi na ich wejście i zasygnalizowanie tego w postaci aktywności jednego z neuronów wyjściowych. Ponieważ ilość neuronów reagujących na ten sam stan może być większa niż jeden, a w procesie uczenia nie jest zdefiniowane które to neurony, wykorzystano odmianę sieci samouczących zwaną mapami Kohonena (ang. Self Organizing Feature Maps). Charakterystyczną cechą tego typu sieci neuronowych jest wprowadzenie pewnej topologii rozmieszczenia neuronów np. na płaszczyźnie [1]. Są one umieszczone w węzłach odpowiednio zdefiniowanej sieci (rys. 2). Połączenia prezentowane na rysunku są ilustracją topologii sąsiedztwa neuronów w sieci.

Na rysunku zaprezentowano, w postaci znaków w kształcie rombu, sąsiedztwo neuronu zaznaczonego kółkiem. Promień sąsiedztwa wynosi mniej niż dwa tzn. odległość punktów symbolizujących neurony sąsiedztwa od neuronu centralnego jest mniejsza niż dwa. Zdefiniowanie sąsiedztwa pozwala na wprowadzenie pewnego uporządkowania neuronów już na etapie uczenia. W klasycznej sieci typu Kohonena uczeniu – poprawianiu wartości wag połączeń podlegał tylko jeden neuron, aktualnie reagujący na zadane wejście do sieci.



Rys. 2. Sąsiedztwo neuronu o promieniu mniej niż 2
O – neuron centralny, $\diamond$ - neurony sąsiednie

W przypadku map Kohonena uczenie dotyczy także neuronów należących do jego sąsiedztwa [6]. Zmiana wag neuronów sieci następuje według wzorów (1) podanych poniżej.

$$w_{ni}(t) = w_{ni}(t-1) + \eta \bullet (x(t-1) - w_{ni}(t-1))$$

oraz

$$w_{nj}(t) = w_{nj}(t-1) + 0,5\eta \bullet (x(t-1) - w_{nj}(t-1))$$

dla $j \in \varepsilon_i$

gdzie:

w_{ni} – waga n - tego połączenia zwycięskiego neuronu i ,

ε_i - sąsiedztwo neuronu i ,

$x(t-1)$ – wektor wejściowy sieci,

η - współczynnik uczenia.

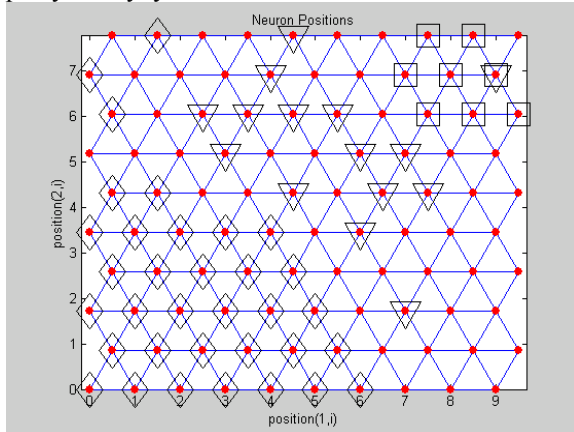
Taka modyfikacja procesu uczenia pozwala zgromadzić w pewnym regionie mapy neurony reagujące na podobne wartości sygnałów wejściowych.

Do korzystnych własności sieci neuronowych należy zdolność do generalizacji tzn. generowania podobnych odpowiedzi na podobne wektory wejściowe. W omawianej strukturze idealnym przypadkiem byłaby aktywność tego samego neuronu. Jednak zarówno ze względu na rozmiar wektora wejściowego jak i różnorodność elementów ciągu uczącego (zmienność mierzonych sygnałów dla tego samego stanu maszyny) sieć neuronowa może definiować w swojej strukturze większą ilość zależności między sygnałami wejściowymi co daje w efekcie więcej niż jeden neuron reagujący na ten sam stan maszyny.

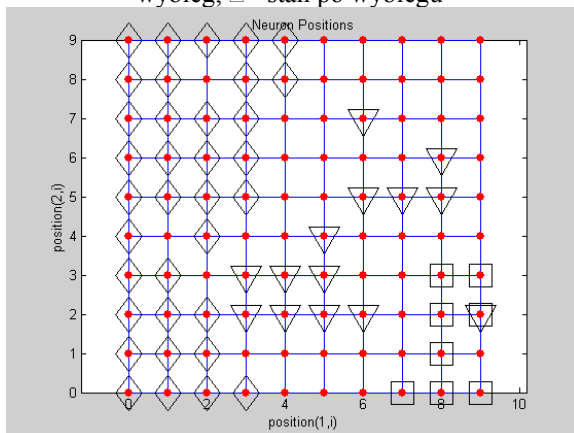
Dla rozwiązania problemu przedstawionego w poprzednim paragrafie przygotowano zestaw sztucznych sieci neuronowych wykorzystujących od 64 do 100 neuronów oraz dwa rodzaje topologii rozmieszczenia: uliczną (w odległości równej 1 znajdują się 4 neurony) i heksagonalną (odpowiednio 6 neuronów). Ciąg uczący składał się z 4000 wektorów wejściowych odpowiadających nominalnej pracy maszyny pod obciążeniem i 1000 wektorów zarejestrowanych w czasie wybiegu maszyny. Zgodnie z wymaganiami algorytmu uczenia wektory te poddano normalizacji, a uczenie trwało 4000 pełnych cykli iteracji uczących. Uzyskane wyniki zaprezentowano na kolejnych rysunkach. Otrzymane mapy neuronów testowano na ciągu testowym zawierającym po 1000 wektorów zarejestrowanych dla normalnej pracy maszyny i dla wybiegu. Na rysunkach 3 i 4 symbolem rombu zaznaczono te neurony, które były aktywne przy podaniu na wejście sieci wektorów z ciągu uczącego zawierających sygnały rejestrowane dla nominalnej pracy maszyny oraz symbolem kwadratu neurony aktywne po wybiegu. Można zauważyć, że w otrzymanej mapie Kohonena utworzone zostały regiony odpowiadające różnym stanom maszyny. Ponieważ system ma działać także w stanach przejściowych zarejestrowano odpowiedzi sieci w trakcie wybiegu i zaznaczono na mapie trójkątami.

Dla ciągu testowego, aktywne neurony znajdowały się w odpowiednich regionach zdefiniowanych jak opisano powyżej. Świadczy to o prawidłowej klasyfikacji stanu maszyny. Jednak można zauważyć, że regiony te pokrywają prawie całą mapę i neuronów mogących sygnalizować wystąpienie innego stanu niż te dwa jest niewiele. Jest to spowodowane tym, że w ciągu uczącym

znajdują się tylko przykłady dwóch różnych stanów pracy maszyny.



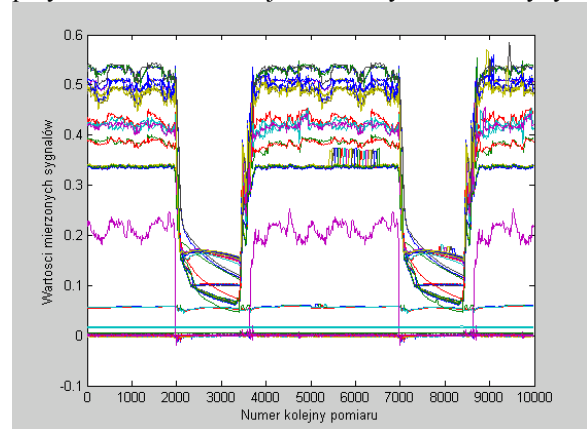
Rys. 3. Zarejestrowane odpowiedzi sieci o topologii heksagonalnej: $\diamond$ – stan normalnej pracy, ∇ – wybieg, $\square$ – stan po wybiegu



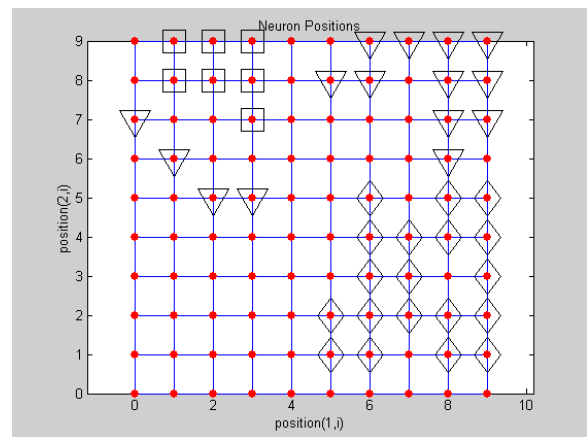
Rys. 4. Zarejestrowane odpowiedzi sieci o metryce ulicznej: $\diamond$ – stan normalnej pracy, ∇ – wybieg, $\square$ – stan po wybiegu

Przedmiotem naszego zainteresowania są te sytuacje gdy w monitorowanych sygnałach wystąpi informacja o możliwości znalezienia się maszyny w innym stanie pracy. Ponieważ nie posiadamy przebiegów je ilustrujących konieczne jest poszerzenie ciągu uczącego w sposób sztuczny. W tym celu w zarejestrowanych przebiegach, na krótkich ich wycinkach dokonano zmian wartości o 20%. Tak utworzone przebiegi prezentowane są na rysunku 5. Przykładowa mapa Kohonena o 100 neuronach uzyskana po uczeniu nowym ciągiem uczącym, z zaznaczeniem regionów dla których stan maszyny jest określony pokazana jest na rysunku 6. Ilość neuronów mogących sygnalizować inne stany maszyny jest teraz znacznie większa. Ponadto ich wagi połączeń uzyskane w procesie uczenia specjalizują je do wykrywania zmian w sygnałach wejściowych – elementach wektora wejściowego do sieci. Na rysunku 8a kołowym markerem zaznaczono aktualnie aktywny neuron reagujący na pojedynczy wektor wejściowy. Śledzenie położenia tego markera na mapie Kohonena – jego przynależności do regionów tej mapy, pozwala na wizualizację stanu maszyny. Obserwacja zaś jego

przemieszczania się po mapie może być pomocna przy określaniu tendencji do zmiany stanu maszyny.



Rys. 5. Przebiegi sygnałów wykorzystane w ciągu uczącym

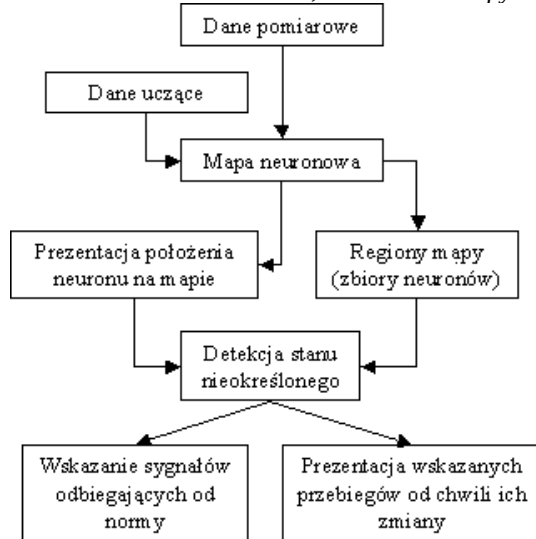


Rys. 6. Zarejestrowane odpowiedzi sieci o metryce ulicznej: $\diamond$ – stan normalnej pracy, ∇ – wybieg, $\square$ – stan po wybiegu

4. PROCEDURA WSPOMAGANIA DECYZJI DIAGNOSTYCZNYCH Z WYKORZYSTANIEM SIECI NEURONOWYCH

Jakkolwiek wizualizacja stanu maszyny w postaci punktu w przestrzeni dwu-wymiarowej oraz pewnych obszarów tej przestrzeni jest już dużym udogodnieniem dla obsługi, to struktura sieci Kohonena pozwala na automatyzację określania przynależności do poszczególnych obszarów przestrzeni oraz wykrywania sygnałów, które uległy zmianie powodując wyjście z określonych obszarów. Schemat realizacji takiej procedury pokazano na rysunku 7.

W etapie wstępnym przeprowadzany jest proces uczenia sieci neuronowej na przykładach zgromadzonych w ciągu uczącym. Te same dane uczące wykorzystywane są do określenia regionów mapy charakterystycznych dla stanów maszyny. W sieci neuronowej typu Kohonena każdy z neuronów ma swój numer, który identyfikuje jednoznacznie także jego położenie na mapie. Zatem określenie regionów sprowadza się do znalezienia i umieszczenia w zbiorze wyliczeniowym numerów neuronów do nich należących.

GIBIEC, Neuronowe mapy cech w systemie diagnostycznym elektrowni

Rys. 7. Schemat procedury wspomagania decyzji diagnostycznych

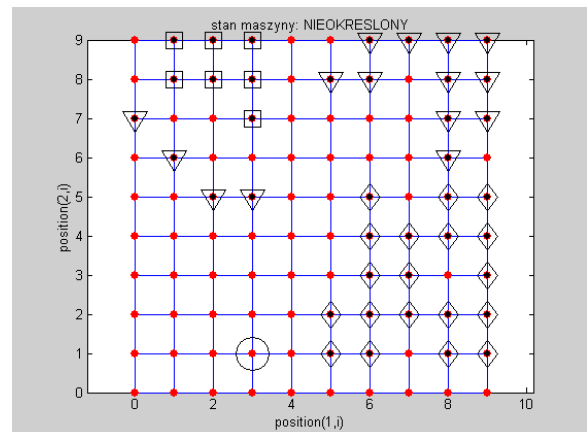
Działanie opisywanej procedury polega na podaniu na wejście sieci neuronowej danych pomiarowych w formie wektora wejściowego i obliczeniu odpowiedzi sieci w postaci numeru aktywnego neuronu. Następnie określana jest jego przynależność do regionu. Determinuje ją relacja zawierania się numeru aktywnego neuronu w zbiorze numerów neuronów definiujących region. Jeżeli relacja ta nie jest spełniona zasygnalizowany zostaje stan nieokreślony poprzez prezentację położenia aktywnego neuronu na mapie oraz komunikat w oknie stan maszyny: "NIEOKREŚLONY". Kolejnym etapem działania procedury jest wskazanie sygnałów, których nieoczekiwana zmiana może być przyczyną kłopotów z określeniem stanu maszyny oraz prezentacja ich przebiegów z zaznaczeniem chwili w której ta zmiana nastąpiła.

Ostatni etap procedury jest bardzo użyteczny z punktu widzenia wspomagania podejmowania decyzji diagnostycznych dlatego jego dokładniejszy opis przedstawiono w dalszej części pracy. Przygotowane oprogramowanie dokonujące pewnego post processingu odpowiedzi sieci neuronowej pozwala nie tylko na rozpoznanie stanu maszyny ale w przypadku gdy jest on nieokreślony (w aspekcie odpowiedzi sieci) prezentację jego przyczyny. Tej przyczyny należy poszukiwać w wektorze wejściowym sieci ponieważ to zmiana jego elementów implikuje zmianę odpowiedzi sieci. Zadaniem sieci neuronowej jest zatem wspomaganie pracy operatora przez wskazanie jaki sygnał lub sygnały uległy zmianie od ostatniego określonego stanu maszyny. Może to zostać zrealizowane na dwa sposoby:

1. Przechowywanie w buforze wektora wejściowego odpowiadającego ostatniej określonej odpowiedzi sieci, znalezienie różnic między nim, a aktualnym wektorem wejściowym;

2. Znalezienie najbliższego sąsiada aktualnie aktywnego neuronu, który należy do regionu i odczytanie różnic między wektorem wejściowym sieci a wagami tego neuronu.

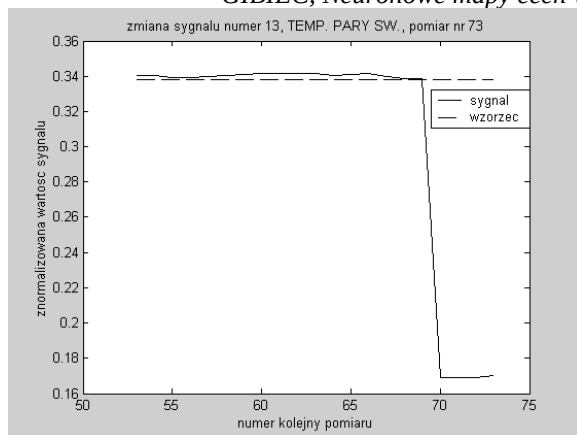
Drugi ze sposobów jest szybszy ponieważ operuje na różnicach już obliczonych w trakcie liczenia odpowiedzi sieci. W procesie uczenia bez nauczyciela poszczególne neurony sieci neuronowej uzyskują zestawy wag połączeń stanowiące pewne wzorce wektorów wejściowych dla których aktywność neuronu jest największa. Stąd różnica między wektorem wejściowym, a najbliższym wzorcem określającym stan maszyny, służy do wykrycia tych sygnałów które uległy zmianie. Zwrócenie uwagi operatora na te sygnały następuje przez informację o niemożności określenia stanu maszyny, prezentację położenia kołowego markera na mapie Kohonena oraz otwarcie nowego okna lub okien graficznych gdzie dokonywane jest porównanie aktualnej wartości sygnału, który uległ zmianie z przebiegiem jego 20 poprzednich wartości, a także jego wartością wzorcową definiowaną przez odpowiednią wagę neuronu o określonej przynależności do regionu. Przykładowy ekran pojawiający się na konsoli operatora w omawianym przypadku pokazano na rysunku 8a i b.



Rys. 8a. Aktualna odpowiedź mapy neuronów – O,
Oznaczenia regionów: $\diamond$ – stan normalnej pracy,
 ∇ – wybieg, $\square$ – stan po wybiegu

Okno prezentujące przebieg zmienionego sygnału zawiera także numer sygnału, informację o wielkości która uległa zmianie oraz momencie w którym ta zmiana nastąpiła.

Mierzone sygnały wprowadzane są na wejście sieci neuronowej w postaci wektora. Zawartość jego elementów jest ściśle określona i pogrupowana. Kolejne grupy sygnałów w wektorze wejściowym dotyczą pomiarów zmiennych procesowych, pomiarów wykorzystywanych do określenia stanu dynamicznego oraz instalacji pomocniczych. Taki format wektora wejściowego pozwala na posługiwanie się numerami mierzonych sygnałów do określenia grupy urządzeń lub rodzaju sygnałów dla których wykryto zmiany.



Rys.8b. Porównanie mierzonego sygnału z wzorcem

W sytuacji gdy zmiany nastąpiły w kilku mierzonych sygnałach, a sieć neuronowa wykryła stan nieokreślony, prezentowane są przebiegi tych sygnałów identyfikowane na podstawie odczytania różnic między wektorem wejściowym sieci, a wagami aktywnego neuronu.

W ramach dalszych prac nad rozwojem oprogramowania przetwarzającego odpowiedzi sieci neuronowej możliwe będzie prezentowanie listy sygnałów, których zmianę wykryto, z podziałem na określone grupy dotyczące elementów maszyny, zmiennych procesowych i urządzeń pomocniczych.

5. PODSUMOWANIE

Przetwarzanie informacji zbieranej jednocześnie z wielu punktów pomiarowych w dużych instalacjach takich jak elektrownie jest jednym z trudniejszych problemów występujących w systemach diagnostyki. Bardzo dobre wyniki osiąga się stosując systemy ekspertowe. Jednak przetwarzanie dużej liczby reguł może być czasochłonne. Alternatywnym podejściem jest zastosowanie sieci neuronowych. Nieskomplikowana struktura zastosowanych sieci neuronowych typu Kohonena pozwala uzyskać dużą szybkość działania.

Przekształcenie wektora wejściowego mierzonych sygnałów (w opisywanym przykładzie około 1000 elementów) do przestrzeni dwuwymiarowej, dokonywane przez sieć neuronową, daje w efekcie intuicyjnie zrozumiałą i łatwą do interpretacji prezentację możliwych stanów pracy maszyny w postaci mapy z wyróżnionymi obszarami (regionami). Charakterystyczna dla sieci neuronowych typu Kohonena aktywność tylko jednego neuronu na wyjściu sieci zapewnia czytelną wizualizację stanu maszyny. Przetestowane w trakcie badań sieci z topologią uliczną i heksagonalną wykazały przydatność do realizacji zadania klasyfikacji stanu maszyny.

Drugim zadaniem zrealizowanym w pracy było wykrywanie w wektorze wejściowym tych sygnałów, które w sposób znaczący uległy zmianie.

Sieć neuronowa wykazała zdolność do przetwarzania informacji kontekstowych inaczej reagując na zmiany sygnałów przy dozwolonej zmianie stanu maszyny oraz przy innych zmianach. Dla uzyskania wrażliwości sieci na zmiany pojedynczych sygnałów niezbędnym okazało się poszerzenie ciągu uczącego o przykłady je ilustrujące.

Sieci neuronowe typu Kohonena dzięki uporządkowanej strukturze – definiowanemu przez sąsiedztwo położeniu neuronów na mapie – umożliwiły przygotowanie prostego oprogramowania do przetwarzania informacji przez nie generowanych. Oprogramowanie to wykorzystuje nie tylko odpowiedź sieci ale także wyniki obliczeń wykonywanych przez sieć wewnątrz jej elementów. Pozwala to na szybką prezentację informacji o stanie maszyny ale także przebiegów zmieniających się sygnałów gdy stan maszyny trudny jest do określenia.

6. LITERATURA

- [1] Baumann T., Germond A., Tschudi D.: Impuls test fault diagnosis on power transformers using Kohonen's self-organizing neural network. - Proc. Workshop Neural Network Computing for Electric Power Industry, London: Lawrence Erlbaum Associates, 1992.
- [2] Cempel C., Wibroakustyczna diagnostyka maszyn, WNT, 1992.
- [3] Cholewa W. Dynamiczne systemy doradcze. Mat. Sympozjum AI-MECH 2000, Gliwice 2000
- [4] W.Batko, M.Gibiec, Neural Networks for Automatic Machine Condition Assessment, Proc. of the IASTED International Conference MODELLING, IDENTIFICATION AND CONTROL, Innsbruck 2000, pp. 578-584.
- [5] Ikonomopoulos A., R.E.Uhrig, Tsoukalas T.H, Use of Neural Networks to Monitor Power Plants Components, Proc. of the 54th American Power Conference, Chicago, IL, April 1, 1992.
- [6] Tadeusiewicz R. Sieci Neuronowe, Akademicka Oficyna Wydawnicza, Warszawa 1993.
- [7] Uhl T. Trends and progress in monitoring and diagnostic systems. PAK, no.4 1999.



Dr inż. Mariusz Gibiec jest adiunktem w Katedrze Robotyki i Dynamiki Maszyn AGH. Jego zainteresowania dotyczą zastosowań metod sztucznej inteligencji (sieci neuronowych i zbiorów rozmytych) w Diagnostyce Technicznej. Jest autorem prac nad wykorzystaniem powyższych technik w systemach monitorujących do realizacji zadań filtracji, predykcji, klasyfikacji stanu maszyn oraz oceny obciążeń zmęczeniowych konstrukcji mechanicznych.

MODELOWANIE PRZEDSIĘBIORSTWA TRANSPORTOWEGO W UJĘCIU OBIEKTOWYM

Małgorzata ŁATUSZYŃSKA

Instytut Informatyki w Zarządzaniu, Wydział Nauk Ekonomicznych i Zarządzania
Uniwersytet Szczeciński
ul. Mickiewicza 66, 71-101 Szczecin, e-mail: mlat@uoo.univ.szczecin.pl

Marek JANKOWSKI

Katedra Maszyn Roboczych i Pojazdów, Wydział Mechaniczny
Akademia Techniczno-Rolnicza
ul. Prof. Kaliskiego 7, 85-225 Bydgoszcz, e-mail: mar-jank@atr.bydgoszcz.pl

Streszczenie

W artykule przedstawiono koncepcję modelowania przedsiębiorstwa transportowego zorientowanego obiektowo. Na bazie założeń analizy i projektowania obiektowego opracowano schemat funkcjonalny systemu symulacyjnego zawierającego model przedsiębiorstwa transportowego w konwencji Dynamiki Systemowej oraz obiekty o właściwościach sztucznej inteligencji. Zaprojektowany system przeznaczony jest do generowania przebiegów czasowych wskaźników ekonomiczno – technicznych przedsiębiorstwa oraz prowadzenia eksperymentów symulacyjnych. Zastosowanie obiektów inteligentnych wydatnie skraca czas trwania eksperymentów oraz rozszerza zastosowanie o możliwość obliczeń optymalizacyjnych dla potrzeb wspomagania decyzji.

Słowa kluczowe: symulacja komputerowa, sztuczna inteligencja, modelowanie systemowo-dynamiczne, podejście obiektowe.

OBJECT APPROACH TO MODELING OF TRANSPORT COMPANY

Summary

The paper presents the idea of object-oriented modeling of a transport company. Basing on the assumptions of object analysis the functional diagram of simulation system including System Dynamics model of a transport company and artificial intelligence agents was created. The designed system is destined for generating time runs of economic and technical ratios of a company and for executing simulation experiments. Using of intelligence agents considerably shortens time of executing experiments and enables optimization of calculations for decision support.

Keywords: computer simulation, artificial intelligence, System Dynamics modeling, object approach.

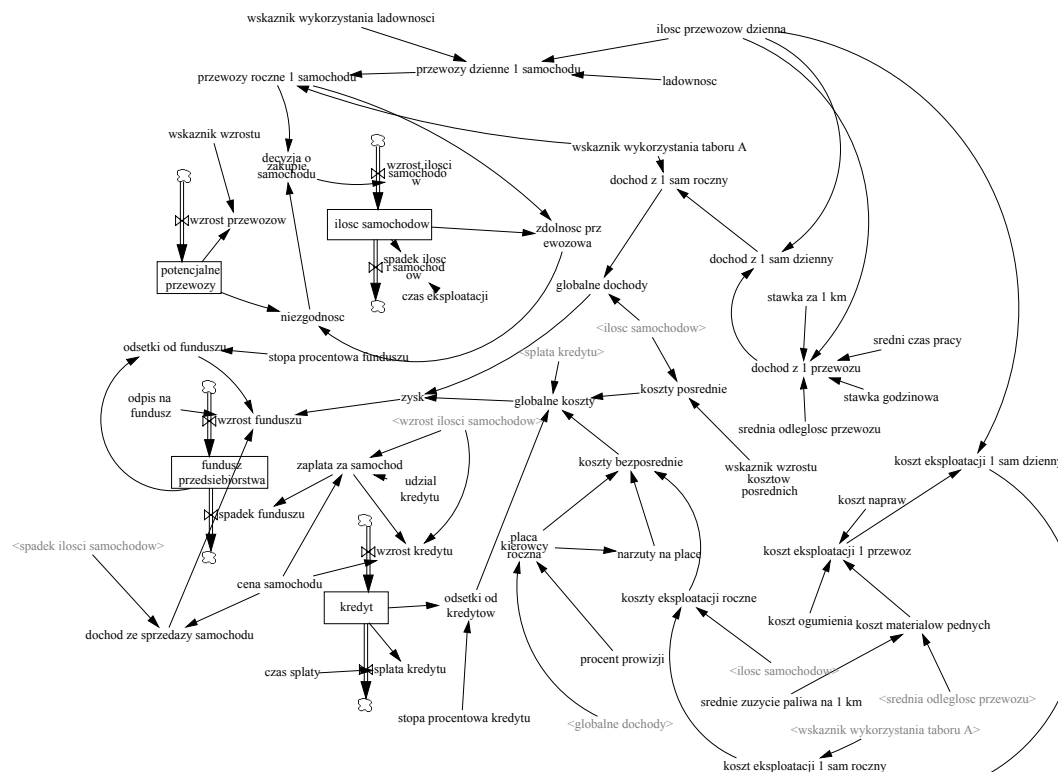
1. WPROWADZENIE

Obecnie obserwuje się w niemal wszystkich dziedzinach informatyki dążenie do stosowania technologii obiektowych. Złożoność rozwiązywanych problemów, a także silne zdeterminowanie czasowe i kosztorysowe wywołały w zasadzie masowe przejście do obiektowego postrzegania zadań koncepcyjnych i projektowych. Proces modelowania rzeczywistych, bardzo złożonych systemów, zdaniem autorów, powinien być prowadzony zgodnie z konwencją obiektowości, co może przynieść wymierne korzyści w procesie analizy i określania potrzeb modernizacyjnych.

Podejście obiektowe ma szereg zalet, do których można zaliczyć:

- dostępność narzędzi programistycznych i obszernych bibliotek,
- możliwość wielokrotnego użycia kodów programu,
- wierne i przystępne pojęciowo odzwierciedlenie zdarzeń i procesów zachodzących w rzeczywistym świecie,
- stosunkowo łatwe modernizowanie prawidłowo zaprojektowanych systemów.

Wymienione wyżej cechy podejścia obiektowego pozwalają na włączenie metod sztucznej inteligencji do modelu badanego systemu. Proces ten polega w praktyce na zdefiniowaniu obiektów posiadających właściwości określane przez techniki inteligentne. Takie inteligentne obiekty (IO – ang. Intelligent Objects) zwykle potrafią odpowiadać na



Rys. 1. Schemat przyczynowo-skutkowy modelu przedsiębiorstwa transportowego

pytania i rozwiązywać problemy związane z typowymi obiektami symulacyjnymi.

2. OBIEKTOWE PODEJŚCIE DO ANALIZY I PROJEKTOWANIA SYSTEMÓW

Podejście obiektowe można określić¹ jako próbę modelowania, odwzorowania rzeczywistych bytów jako obiektów. W podejściu tym zadania rozpatrywane są w kategoriach obiektów i komunikatów pomiędzy nimi. Obiekt, zgodnie z definicją podaną przez Yourdon'a i Argila², jest niezależną, asynchroniczną jednostką, która przechowuje dane (atrybuty), wykonuje zadania (metody), komunikuje się z innymi obiektami (komunikaty). Obiekt posiada cechy i zachowania odróżniające go od innych obiektów tworzących system.

Pojęciem ogólniejszym jest klasa obiektów, która może być rozumiana jako szablon. Szablon taki określa, jakie atrybuty ma dana klasa i w jaki sposób obiekty funkcjonują. Działająca aplikacja uaktywnia potrzebne egzemplarze (instancje) klasy – w ten sposób generuje kolejne obiekty.

Do podstawowych własności, które obowiązują dla środowisk obiektowych należą³: hermetyzacja

danych, abstrakcja danych, dziedziczenie oraz polimorfizm.

Hermetyzacja danych to wewnętrzne dla obiektu umiejscowienie definicji danych. Dane są udostępniane na zewnątrz wyłącznie przez specjalne procesy nazywane komunikatami. Z danych (atrybutów) obiektu korzystają (oraz je modyfikują lub generują) protokoły postępowania właściwe dla określonego obiektu – metody. Abstrakcja danych jest procesem grupowania cech (atrybutów) i czynności (metod) w jednostkę logiczną – klasę. Dziedziczenie natomiast jest procesem powstawania podklas z zachowaniem atrybutów i metod właściwych dla klasy podstawowej. Podklasy najczęściej dodatkowo posiadają kolejne atrybuty i metody. Z kolei polimorfizm to mechanizm manipulowania abstrakcyjnymi typami danych, który nie wymaga definiowania typów danych.

Ze względu na postępującą standaryzację podejścia obiektowego w prowadzeniu projektów i analiz systemów w dalszej części pracy zastosowano notację właściwą dla tej dziedziny.

3. MODEL DYNAMIKI ZACHOWANIA SIĘ PRZEDSIĘBIORSTWA TRANSPORTOWEGO

Model został skonstruowany na podstawie rozwiązań ekonomicznych stosowanych w polskich przedsiębiorstwach transportowych. Jego idea jest zilustrowana za pomocą schematu przyczynowo-skutkowego (rys. 1) przedstawiającego następującą sytuację: przedsiębiorstwo transportowe dysponujące określonym taborem samochodowym

¹ MacVittie D.W., MacVittie L.A., *Programowanie zorientowane obiektowo*, MIKOM, Warszawa 1996, s.14

² Yourdon E., Argila C., *Analiza obiektowa i projektowanie*, WNT, Warszawa 2000, ss.26-27

³ MacVittie D.W., MacVittie L.A., *Programowanie zorientowane obiektowo*, op.cit., ss. 19-23

ŁATUSZYŃSKA, JANKOWSKI, Modelowanie przedsiębiorstwa transportowego w ujęciu obiektowym

świadczy usługi przewozowe. Popyt na te usługi rośnie wraz ze wzrostem potrzeb przewozowych (można to uzasadnić tempem rozwoju społeczno-gospodarczego regionu lub regionów obsługiwanych przez przedsiębiorstwo transportowe). Rodzi się wówczas niezgodność pomiędzy możliwościami przedsiębiorstwa (Zdolność przewozowa) a popytem na jego usługi. Pojawiająca się niezgodność jest sygnałem informującym o konieczności zwiększenia taboru samochodowego będącego w dyspozycji przedsiębiorstwa. O ile przedsiębiorstwo posiada niezbędną ilość zasobów finansowych (Fundusz przedsiębiorstwa) może sobie pozwolić na zakup nowego środka transportowego - tym samym wzrasta wielkość taboru samochodowego (Ilość samochodów) a przez to ilość towaru jaka potencjalnie może przewieźć przedsiębiorstwo w danym okresie czasu (za jednostkę czasu w modelu przyjęto 1 rok). Wraz ze wzrostem taboru samochodowego rosną możliwości na powiększenie dochodu brutto, a co za tym idzie zysku. Zakup nowego samochodu wiąże się z zaciągnięciem kredytu inwestycyjnego. Spłaty rat kredytu oraz spłaty odsetek od kredytu pomniejszają wielkość zasobów finansowych zgromadzonych na rachunku przedsiębiorstwa. Zbyt duże zakupy inwestycyjne powodują nadmierne obciążenie budżetu wydatkami i ryzyko braku zatrudnienia dla samochodów.

Schemat przyczynowo-skutkowy pozwala na formalizowanie modelu za pomocą równań różniczkowych. Program komputerowy opracowany zgodnie z układem równań przeznaczony jest do prowadzenia eksperymentów symulacyjnych. Obszerniejszy opis modelu i programu komputerowego zawarty jest w pracy [13].

4. KONCEPCJA SYMULACYJNEGO SYSTEMU BADANIA PRZEDSIĘBIORSTW TRANSPORTOWYCH ZORIENTOWANEGO OBIEKTOWO

W ujęciu obiektowym strukturę funkcjonalną proponowanego systemu symulacyjnego prezentuje rys. 2. Zakłada się tu istnienie niezależnych, wirtualnych klas obiektów, generujących poszczególne instancje obiektów w zależności od potrzeb.

Zasadniczą klasą obiektów, istotną ze względu na opisywane zastosowanie, jest BLOK SYMULACJI przedsiębiorstwa transportowego. Klasa ta zaopatrzona jest w metodę *symulacja_przedsiębiorstwa_transp*, zbudowaną w konwencji *Dynamiki Systemowej*⁴. Pozwala ona na śledzenie podstawowych wskaźników ekonomiczno-organizacyjnych przedsiębiorstwa. Do symulacyjnego systemu wspomagania decyzji

wprowadzono także klasę BLOK AG, zawierającą metodę organizującą prowadzenie operacji genetycznych. Operacje genetyczne wykorzystane są do przyspieszenia obliczeń optymalizacyjnych. Inną klasą zawartą w omawianym systemie jest abstrakcyjna klasa DECYZJA. Konkretnie zastosowanie posiadają klasy potomne: SAMOCHÓD, OFERTA BANKÓW, UDZIAŁ KREDYTU, gromadzą one możliwe wartości zmiennych decyzyjnych. Odpowiednie adresowanie komunikatów do podklas wywodzących się z DECYZJA wykonywane przez BLOK_AG zapewnia właściwy dobór reguł decyzyjnych.

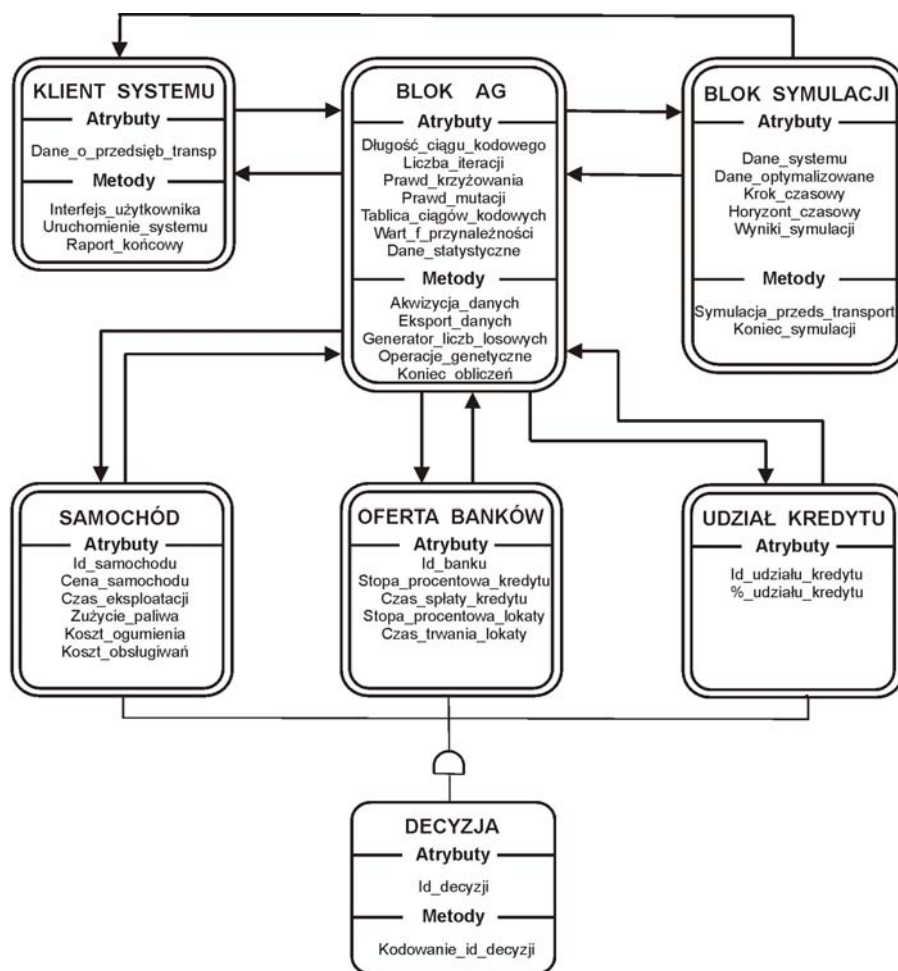
olejna klasa - KLIENT SYSTEMU - obsługuje zdarzenie, polegające na dostarczeniu danych i pobudzeniu systemu do działania. Interfejs_użytkownika pozwala na wprowadzenie danych, opisujących strukturę przedsiębiorstwa i realizowane zadania. Użytkownik wprowadza również dane o ofercie rynkowej otoczenia przedsiębiorstwa. Skompletowanie danych uruchamia działanie systemu. Metoda *Uruchomienie_obliczeń* powoduje wysłanie komunikatu inicjującego do BLOKU AG. Komunikat zawiera uporządkowane dane, które są analizowane przez BLOK AG i dalej przesyłane do BLOKU SUMULACJI (dane statyczne) i do obiektów gromadzących zmienne decyzyjne.

lok AG ustala zasadniczy parametr jego pracy: Długość ciągu kodowego i przechodzi do wykonania obliczeń zgodnie z zaimplementowanym algorytmem genetycznym (metoda *Operacje_genetyczne*). Każdorazowy cykl iteracji (wygenerowania ciągu kodowego) powoduje uruchomienie obliczeń symulacyjnych *Symulacja_przeds_transport*. Komunikat wyzwalający zawiera zestaw danych które powstają przez dekodowanie ciągu kodowego z kolejnych pozycji aktualnej tablicy ciągów kodowych wygenerowanych przez operacje genetyczne. Po zakończeniu obliczeń symulacyjnych przesyłany jest komunikat zwrotny zawierający obliczone parametry przedsiębiorstwa: zysk, zasoby finansowe, itd. Te parametry zgodnie z obranym kryterium optymalizacyjnym powodują oszacowanie wartości funkcji przynależności. Funkcja przynależności z kolei steruje sposobem prowadzenia następnych operacji genetycznych.

Pomiędzy Blokiem AG a obiektami, pamiętającymi zestawy zmiennych decyzyjnych istnieje ciągła wymiana komunikatów. W ciągach kodowych zawarta jest informacja pozwalająca na określenie identyfikatora zbioru decyzji i pobranie aktualnych danych do obliczeń. Wykazano, że algorytm genetyczny w znacznym stopniu zwiększa efektywność poszukiwania optymalnego zestawu reguł decyzyjnych w zastosowaniu do omawianego zastosowania⁵.

⁴ Jest to metoda szczególnego podejścia do problemów z dziedziny zarządzania zaproponowana przez J.W. Forrester'a i jego współpracowników z MIT.

⁵ Jankowski M., Łatuszyńska M., *Dobór wartości parametrów do modelu symulacyjnego za pomocą*



Rys. 2. Model symulacyjny przedsiębiorstwa transportowego

Końcowy komunikat z BLOKU SYMULACYJNEGO zawiera wyniki - zestaw wybranych danych zgromadzonych w obiektach klasy DECYZJA, wybrany według wskaźników ekonomicznych przedsiębiorstwa.

Aktualnie trwają prace nad opracowaniem graficznego interfejsu użytkownika dla opisanego wyżej systemu.

W planach jest opracowanie skryptu pozwalającego na interaktywne korzystanie z systemu przez użytkowników sieci INTERNET oraz rozbudowa opisaną wyżej koncepcji w kierunku włączenia do środowiska symulacyjnego obiektów opartych na innych technikach sztucznej inteligencji. Przykładowo zagnieżdżenie systemu ekspertowego w strukturze systemu symulacyjnego może stworzyć sprzyjające warunki do⁶:

algorytmu genetycznego, II Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna MOTROL 2001, Lublin-Nałęczów, wrzesień 2001

⁶ Radosiński E., *Techniki inteligentne w analizie ekonomicznej firmy*, materiały wirtualne Szkoły Symulacji Systemów Gospodarczych, Zakopane-Antałówka 1998, <http://chimera.ae.krakow.pl/~ketrii/skrzypek/szkol>

sugerowania sposobu realizacji eksperymentu symulacyjnego, objaśniania wyników uzyskanych w trakcie eksperymentu symulacyjnego, automatycznego konstruowania nowych równań modelowych na podstawie analizy dotychczas wykonanych eksperymentów. Sieci neuronowe są kolejną propozycją metodologiczną, która może być użyta w środowisku symulacyjnym w trakcie konstruowania modelu, na przykład przy doborze elementów modelu czy odkrywaniu istotnych powiązań między nimi. Dzięki możliwości filtracji danych, sieci neuronowe nadają się również do stosowania na etapie opracowywania danych wejściowych do modelu symulacyjnego. Przydatność sieci neuronowych do rozwiązywania zadań optymalizacyjnych pozwala także na zastosowanie ich do poszukiwania najlepszego rozwiązania wśród uzyskanych w wyniku eksperymentowania na modelu⁷. W symulacji komputerowej można wreszcie zastosować teorię

a/a98/

⁷ por. Fishwick P., *Neural Network Models in Simulation: A Comparison with Traditional Modelling Approaches*, Winter Simulation Conference, Washington 1989, ss. 702-710

ŁATUSZYŃSKA, JANKOWSKI, *Modelowanie przedsiębiorstwa transportowego w ujęciu obiektowym* zbiorów rozmytych. W literaturze wykazuje się przydatność tej techniki w sytuacji braku danych potrzebnych do przeprowadzenia eksperymentów symulacyjnych. Przydaje się ona szczególnie w przypadku niemożności zebrania danych statystycznych dla określonych zmiennych modelu⁸.

5. WNIOSKI

Efektom rozważań przedstawionych w niniejszym artykule jest koncepcja zorientowanego obiektowo, symulacyjnego modelu przedsiębiorstwa transportowego, z inteligentnym modulem planowania eksperymentów, opartym na idei algorytmu genetycznego. Opracowano pogrupowane w tematy zestawy klas obiektów, które zdolne są do efektywnego rozwiązywania problemów optymalizacyjnych oraz podano przykład istniejącej aplikacji, przeznaczonej do wspomagania procesu podejmowania decyzji ekonomicznych w przedsiębiorstwie transportowym.

Badania działającego środowiska, w którym eksperyment symulacyjny wspomagany jest przez algorytm genetyczny wskazują, że możliwe i uzasadnione jest kojarzenie technik symulacyjnych z technikami właściwymi dla sztucznej inteligencji. Przez kilka dziesiątek lat obie dyscypliny – symulacja komputerowa i sztuczna inteligencja – były rozwijane osobno. Dopiero w ostatnim dziesięcioleciu poczyniono pewne znaczące wysiłki zmierzające do zintegrowania zalet i potencjału obu podejść, w celu uzyskania efektywniejszego i bardziej wiarygodnego warsztatu badawczego dla systemów szczególnie złożonych. Stało się to możliwe dzięki rozwojowi obiektowych języków programowania. Zdaniem autorów dalszy postęp metod symulacji będzie ściśle związany z podejściem obiektowym.

6. LITERATURA

- [1] Biniek Z., Buczyński P., Drązek Z., Kappel R., Krallmann H., *Symulacja komputerowa dynamiki systemów gospodarczych*, Rozprawy i Studia T. 42, Uniwersytet Szczeciński, Szczecin 1988
- [2] Bolte J.P., Fisher J.A., Ernst D.H., *An Object-Oriented, Message-Based Environment for Integrating Continuous, Event-Driven and Knowledge-Based Simulation*, [w:] materiały na konferencję „Application of Advanced Information technologies: Effective

- Management of Natural Resources”, ASAE, Czerwiec 1993, Spokane, WA
- [3] Bontempi i Bonarini [Bonarini A., Bontempi G., *A Qualitative Simulation Approach for Fuzzy Dynamical Models*, ACM Transactions on Modelling and Computer Simulation, Vol. 4, October 1994, ss. 285-313]
- [4] Czarny B., *Narzędzia ekonomisty*, Nowe życie Gospodarcze nr 41/1996
- [5] Fishwick P., *Neural Network Models in Simulation: A Comparison with Traditional Modelling Approaches*, Winter Simulation Conference, Washington 1989, ss. 702-710
- [6] Fishwick P.A., *Computer Simulation: Growth through Extension*, European Simulation Multiconference, Barcelona, Spain 1994 URL: <http://www.cis.ufl.edu/~fishwick/paper.htm>
- [7] Forrester J.W., *Principles of Systems*, Second Preliminary Edition, MIT Press, Cambridge, Mass 1968
- [8] Forrester J.W., *Urban Dynamics*, The MIT Press, Massachusetts 1969.
- [9] Goldberg D.E., *Algorytmy genetyczne i ich zastosowanie*, WNT, Warszawa 1995
- [10] Gordon G., *Symulacja systemów*, WNT, Warszawa 1974
- [11] Gościński J., *Zarys teorii sterowania ekonomicznego*, Warszawa 1977
- [12] Gutenbaum J., Inkielman M. (red.), *Symulacyjny model gospodarki Polski*, PAN-IBS, Seria Badania Systemowe tom 20, Warszawa 1998
- [13] Jankowski M., Łatuszyńska M., *Dobór wartości parametrów do modelu symulacyjnego za pomocą algorytmu genetycznego*, II Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna MOTROL 2001, Lublin-Nałęczów, wrzesień 2001
- [14] Kasperska E., *Sztuczna inteligencja w badaniach symulacyjnych dla wspomagania planowania i organizowania w przedsiębiorstwie przemysłowym o produkcji ciągłej*, w: Inteligentne systemy wspomagania decyzji w zarządzaniu, Akademia Ekonomiczna, Katowice 1995, s.231-236
- [15] Lewandowski A., *Modele komputerowe i metody symulacji*, [w:] Analiza systemowa – podstawy i metodologia, Findeisen W. (red.), PWN, Warszawa 1985, ss.398-435
- [16] Lipiec-Zajchowska M., *Metody symulacji komputerowej w prognozowaniu makroekonomicznym*, PWE, Warszawa 1990
- [17] Łatuszyńska M., *Modelowanie modularne w symulacyjnym badaniu dynamiki systemów ekonomicznych*, [w:] Informatyka i Zarządzanie Strategiczne, Budziński R. (red.), PAN, US, PS, PTI, AR, Szczecin 1999, ss. 337-352
- [18] Łukaszewicz R., *Dynamika Systemów Zarządzania*, PWN Warszawa 1975
- [19] MacVittie D.W., MacVittie L.A., *Programowanie zorientowane obiektowo*,

⁸ Propozycje zastosowań logiki rozmytej do modelowania symulacyjnego systemów słabo ustrukturalizowanych prezentują Bontempi i Bonarini [Bonarini A., Bontempi G., *A Qualitative Simulation Approach for Fuzzy Dynamical Models*, ACM Transactions on Modelling and Computer Simulation, Vol. 4, October 1994, ss. 285-313]

- ŁATUSZYŃSKA, JANKOWSKI, Modelowanie przedsiębiorstwa transportowego w ujęciu obiektywnym*
MIKOM, Warszawa 1996
- [20] Mańczak K., Planowanie eksperymentu, [w:] Analiza systemowa – podstawy i metodologia, Findeisen W. (red.), PWN, Warszawa 1985, ss.371-396
- [21] Michalewicz Z., *Algorytmy genetyczne + struktury danych = programy ewolucyjne*, WNT, Warszawa 1996
- [22] Modellierungssoftware, Proceedings der GMD - Tagung - Status und Anforderungen auf dem Gebiet der Modell-Software, IPES Bericht Nr 76.102, Bonn 1976
- [23] Naylor T.H., *Modelowanie cyfrowe systemów ekonomicznych*, PWN, Warszawa 1975
- [24] Radosiński E., *Algorytmy genetyczne w projektowaniu ekonomicznych eksperymentów symulacyjnych*, [w:] materiały III Krajowej Konferencji Naukowej nt. „Inżynieria Wiedzy i Systemy Ekspertowe”, Wrocław 1997
- [25]
- [26] Radosiński E., *Symulacja komputerowa jako metoda poznania systemów ekonomicznych*, Wydawnictwo Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1988
- [27] Radosiński E., *Techniki inteligentne w analizie ekonomicznej firmy, materiały wirtualne Szkoły Symulacji Systemów Gospodarczych*, Zakopane-Antałówka 1998, <http://chimera.ae.krakow.pl/~ketrii/skrzypek/szkola/a98/>
- [28] Souček Z., *Modelowanie i projektowanie systemów gospodarczych*, PWN Warszawa 1979
- [29] Yourdon E., Argila C., *Analiza obiektywna i projektowanie*, WNT, Warszawa 2000
- [30] Zwickert E., *Simulation und Analyse dynamischer Systeme*, Walter de Gruyter, Berlin-New York 1981



systemów ekonomicznych.

Małgorzata Łatuszyńska – dr nauk ekonomicznych, adiunkt w Instytucie Informatyki w Zarządzaniu Uniwersytetu Szczecińskiego. Specjalizacja naukowa - informatyka ekonomiczna. Zainteresowania naukowe: zastosowanie metod symulacji komputerowej do badania zachowania się



systemów informatycznych i programowania komputerów.

Marek Jankowski – dr nauk technicznych, adiunkt w Katedrze Maszyn Roboczych i Pojazdów Akademii Techniczno-Rolniczej w Bydgoszczy. Specjalizacja naukowa – diagnostyka techniczna. Zainteresowania naukowe dotyczą badań silników spalinowych, zastosowań

BADANIA TRWAŁOŚCI ZMĘCZENIOWEJ MASZYN METODĄ ANALIZY ROZKŁADU MOCY OBCIĄŻEŃ DYNAMICZNYCH

Henryk KAŻMIERCZAK

Przemysłowy Instytut Maszyn Rolniczych Poznań,
ul. Starołęcka 31, e-mail: kazmhennr@pimr.poznan.pl

Streszczenie

W artykule przedstawiono zagadnienie trwałości zmęczeniowej węzłowych elementów maszyn z zastosowaniem metod energetycznych. Charakterystykę trwałościową maszyn roboczych tworzą zarówno ich parametry strukturalne jak również charakterystyka wymuszeń. Obniżenie trwałości elementów maszyny może wystąpić w wyniku ewolucyjnego procesu destrukcji oraz w wyniku chwilowych przeciążeń. Stan maszyny ulega procesowi ewolucyjnej destrukcji wskutek zmęczenia materiałów konstrukcyjnych, nadmiernych obciążeń, zużycia wskutek tarcia (luzy) itp. Czynnikiem determinującym trwałość obiektu są charakterystyki trwałościowe podzespołów, sposób ich złożenia, a także rodzaj oraz charakterystyka wymuszeń. Charakterystykę trwałościową obiektu tworzą zarówno jego parametry strukturalne jak również wzajemne oddziaływania podukładów. W artykule przedstawiono, oparty na modelu procesora energii Cempla, model oceny trwałości obiektu sprowadzający się do śledzenia trendu ewolucji destrukcji.

Do oceny trwałości zmęczeniowej posłużyły przestrzenno czasowe charakterystyki mocy obciążeń dynamicznych. Znajomość przestrzennego rozkładu obciążeń obiektu mechanicznego w funkcji czasu eksploatacji pozwala identyfikować elementy maszyn poddane procesowi destrukcji. Przedstawiono przykład zastosowania metody analizy rozkładu mocy obciążeń dynamicznych do analizy trwałościowej elementu maszyny (przyspieszone badania stanowiskowe).

Słowa kluczowe: model, destrukcja, metoda analizy rozkładu mocy obciążeń dynamicznych, trwałość zmęczeniowa, wymuszenie, wyężenie.

TESTING OF FATIGUE LIFE OF MACHINES' USING THE METHOD OF ANALYSIS OF DYNAMIC LOADS POWER DISTRIBUTION

Summary

In the article the problem of fatigue life of machines' nodal elements, using energetistic methods, is showed. Structural parameters of working machines and force characteristic determine the life curve of working machines. Decrease of life of the machine elements can be an effect of the evolutionary process of destruction or of instantaneous overloads. Composite materials fatigue, excessive loads, wear caused by friction (plays) etc. cause the machine condition to suffer the process of evolutionary destruction.

Life curves of the sub-assemblies, the way of their assembly and also force characteristic and its kind determine the life of object. Life curve of the object depends on its structural parameters and interaction between the sub-assemblies. In the article the model of evaluation of the object life, based on the model of Cemple energy processor, consisted in following of the tendency of destruction evolution, is showed.

Spatial-temporal power characteristics of dynamic loads have been used to evaluate the fatigue life. Knowledge of the spatial load distribution of mechanical object in time function of exploitation let identify the machine elements subjected to the destruction process. An example of using of the method of analysis of dynamic loads power distribution in life analysis of machine elements is showed (acceleration stand testing).

Keywords: model, destruction, method of the analysis of dynamic loads power distribution, fatigue life, force, effort.

1. CHARAKTERYSTYKA TRWAŁOŚCI MASZYN

Maszyna, traktowana jako złożony układ mechaniczny, będąca złożeniem podukładów: napędowego, roboczego i konstrukcji wsporczej, jest systemem mechanicznym o określonym

przestrzennym rozkładzie mas, sztywności i tłumień [24].

Własności dynamiczne maszyny są pochodną przestrzennego rozkładu parametrów fizycznych maszyny oraz warunków brzegowych (sposobu posadowienia maszyny na podłożu), a także sposobu agregowania jej ze źródłem napędu.

Pojęcie modelu oraz procesu modelowania rozumiane jest w technice wielorako. Przy konstruowaniu modelu fizycznego obiektu ustala się skalę modelu, a następnie model korelacji między obiektem rzeczywistym a modelem fizycznym obiektu. Modelem systemu nazywany jest opis tegoż systemu podporządkowany celowi badań. Modelem będzie nie pusty zbiór opisów systemu, uwzględniający planowany zakres odwzorowania systemu w modelu.

Dąży się do zbudowania modelu, który zachowuje informację w odniesieniu do obiektu rzeczywistego w stopniu umożliwiającym uzyskanie najlepszej możliwej prognozy stanu. Modelowanie jest sztuką i dlatego zawsze zawierać będzie subiektywne elementy [34].

W silnikach, w układach przenoszenia napędu, oraz w maszynach roboczych do najbardziej obciążonych elementów należą łożyska, których uszkodzenie może prowadzić do katastrofy obiektów, w których są one instalowane. Uszkodzenie może wystąpić w wyniku ewolucyjnego procesu destrukcji lub w wyniku chwilowego przeciążenia [32-34]. Dotyczyć to może np. łożysk w obiektach latających lub w generatorach w elektrowniach, a także w maszynach roboczych, itp. Niszczenie układu mechanicznego następuje wówczas, gdy porcja energii (mocy) spowoduje zmianę jego własności strukturalnych lub gdy przy ciągłej kumulacji energii nastąpi przekroczenie wartości granicznych,

powodując niszczenie węzła konstrukcyjnego. Procesy te mają wymiar energetyczny.

Jeśli przyrost pracy sił zewnętrznych działających na wyodrębniony element systemu jest większy od dopuszczalnego przyrostu energii wewnętrznej, następuje zmiana konfiguracji struktury na zaburzoną, co oznacza destrukcję tego fragmentu struktury. Bezpośrednią przyczyną uszkodzenia materiału jest utrata stateczności równowagi wewnętrznej w odkształconym materiale [49]. Do teoretycznego wyznaczenia niebezpiecznych (ze względów wytrzymałościowych) stanów odkształcenia niezbędna jest znajomość fizycznego modelu materiału zdefiniowanego za pomocą gęstości energii odkształcenia [49].

Zgodnie z naturą procesów, zjawisko degradacji węzłów konstrukcyjnych struktur mechanicznych, w tym obiektów technicznych, opisywane może być poprzez wielkości energetyczne, przy spełnieniu holistyczności modelowania [6-10]. W układzie fizycznym jedną wspólną nierozłączną całość tworzą zarówno jego parametry fizyczne jak również wzajemne oddziaływania i zewnętrzne wymuszenia.

Miara uszkodzenia $D(r, \Theta)$ w modelu energetycznym [6-10, 44] definiowana jest jako iloraz energii dyssypowanej $E_d(\Theta)$ do pojemności dyssypacyjnej E_{db} systemu:

$$D(\Theta) \equiv \frac{E_d(\Theta)}{E_{db}} = \frac{\int_0^{\Theta} P[\Theta, N(\Theta)] d\Theta}{E_{db}} \quad (1)$$

gdzie: $P(\Theta)$ moc dyssypacji wewnętrznej

$N(\Theta)$ moc dyssypacji zewnętrznej (np. drgań).

W modelu dyskretnym każdy z elementów macierzy destrukcji [34] jest:

$$D_{ik}(\Theta) = \frac{E_{ikd}(\Theta)}{E_{ikdb}}, \text{ przy czym } i, k = 1, 2, \dots, n \text{ są}$$

punktami węzłowymi obiektu.

2. MECHANIZM ENERGETYCZNEJ DESTRUKCJI STRUKTURY OBIEKTU MECHANICZNEGO

Przekazywaniu energii poprzez ruch obrotowy lub postępowy a także strumień płynu towarzyszy jej rozpraszanie, tj. ogólnie biorąc tarcie. Rozpraszanie energii poprzez tarcie występuje

wtedy, gdy wzajemnemu przemieszczaniu się elementów konstrukcji towarzyszą siły tarcia.

Tarcie występuje głównie w cieczach lepkich i materiałach krystalicznych wykazujących defekty struktury (polikryształach). Odkształcenie postaciowe w kryształach polega na poślizgach płaszczyzn siatki krystalicznej, ułatwianych przez obecność naprężeń wewnętrznych związanych z defektami siatki krystalicznej.

Rozpraszaniu energii w procesie tarcia wewnętrznego towarzyszy wzrost temperatury oraz zmiany w strukturze obiektu. Wzrost temperatury towarzyszący tarcia jest to wzrost średniej amplitudy drgań siatki krystalicznej. Bada się zjawiska akustyczne towarzyszące propagacji pęknięć i odkształceniom plastycznym. Siły styczne występujące na płaszczyznach poślizgu są siłami zmiennymi o znacznej częstotliwości. Wprawiają one w ruch drgający siatkę krystaliczną, o długościach fali odpowiadających ruchom cieplnym. W ten sposób energia jest wypromieniowywana w postaci drgań generowanych na płaszczyznach poślizgu.

Zasadnicza różnica pomiędzy tarcieniem w płynie a tarcieniem w polikryształach polega głównie na tym, że siły tarcia w kryształach nie zależą tak silnie od prędkości poślizgu jak w płynach.

Tarcie na styku wzajemnie przemieszczających się powierzchni zwykle może być sprowadzone do kombinacji tych dwóch poprzednich: w przypadku smarowania płynem jest to tarcie hydrodynamiczne, przy smarowaniu smarem stałym (grafit, siarka, siarczek molibdenu - jest to tarcie w kryształach smaru. Tarcie suche występujące wtedy, gdy powierzchnie ciał stałych stykają się, jest także tarcieniem wewnętrznym ze względu na poprzedzające to zjawisko lokalnego "szepiania" się trących ciał. Tarcie w materiałach stałych amorficznych, jest właściwie tarcieniem hydrodynamicznym, gdyż materiały te są w istocie płynami o bardzo dużej lepkości. Efektem tarcia jest wzrost temperatury generujący inne procesy zależne od temperatury, np. rekrytalizacja, odpuszczanie, reakcje chemiczne w tworzywach i smarach.

Tarcie jest ostateczną formą rozpraszania energii mechanicznej. W pracy maszyn poprzedzać je mogą procesy rozpraszania energii poprzez drgania generowane zmiennymi siłami pochodzącymi od oporów roboczych, wymuszeń dynamicznych, kinematycznych i innych. Tarcie wewnętrzne w materiale odgrywa pozytywną rolę, gdyż nie pozwala na nadmierny wzrost amplitudy drgań w pobliżu rezonansu. Dlatego, w konstrukcjach podlegających silnym wymuszeniom zmiennym, umieszcza się celowo pewne elementy o dużym współczynniku tłumienia, absorbujące energię drgań.

Negatywnym efektem tarcia jest jednak także destrukcja konstrukcji, której mechanizmy są różne. Najczęściej polegają one na zmianie parametrów mechanicznych elementów, np. spadku twardości, obniżeniu sztywności, erozji materiału w strefach tarcia zewnętrznego i utracie spójności tj. pękaniu (złuszczenie bieżni łożysk, pęknięcia zmęczeniowe).

Jakkolwiek ilość rozpraszanej w konstrukcji energii może być wskaźnikiem intensywności procesów destrukcyjnych, nie można tu mówić o prostej zależności. Układ chłodzenia silnika, hamulce i amortyzatory samochodu, jego opony, skrzynia przekładniowa rozpraszają znaczne ilości energii dostarczanej w paliwie. W porównaniu z nimi, energie rozpraszane w czasie pracy skrzyni przekładniowej bez smaru, czy propagacji szczeliny zmęczeniowej w korbowodzie są pomijalnie małe, ale to one decydują o wystąpieniu stanu awaryjnego i zniszczeniu konstrukcji. Istotą procesów destrukcyjnych nie jest bowiem samo rozpraszanie energii ale koncentracja rozpraszanej energii w niewielkich obszarach konstrukcji: ostrzu szczeliny przy pękaniu materiału, szczególnie pękaniu zmęczeniowym, wierzchołkach nierówności przy tarcu suchym.

Wynika z tego, że ocena konstrukcji na podstawie bilansu energetycznego nie może być

w pełni miarodajna bez uwzględnienia sposobu dystrybucji dyssypowanej energii i charakterystyk materiałów dyssypujących energię, ich wytrzymałości zmęczeniowej, odporności na ścieranie itp. Takie materiały jak kauczuk, żeliwo szare, są znane ze swej zdolności do absorbowania znacznych energii. Na przeciwnym biegunie są wysokolepkie ciecze niezdolne do pochłaniania energii przy dużych prędkościach odkształcenia. Nawet niewielkie energie wprowadzane przy dynamicznych wymuszeniach prowadzą w tych materiałach do pęknięć.

W układach mechanicznych możemy zaobserwować dwa główne mechanizmy rozpraszania energii mechanicznej w konstrukcji:

I. Tarcie zlokalizowane w cienkich warstewkach poślizgu w węzłach kinematycznych.

Węzły kinematyczne można podzielić na dwa rodzaje:

- węzły konstrukcyjne zaprogramowane, tj. wynikające z zasady działania konstrukcji,
- węzły awaryjne, tworzące się w połączeniach ciernych lub wewnątrz ciągłego materiału w czasie nienormalnej pracy konstrukcji. Węzłami awaryjnymi są powierzchnie przełomu w przypadku pęknięcia elementu maszynowego oraz powierzchnie poślizgu przy odkształceniu plastycznym.

II. Drgania konstrukcji.

Istotą drgań jest periodyczna przemiana energii kinetycznej mas w energię potencjalną sił międzycząsteczkowych. Drgania ośrodka ciągłego jakim jest materiał części maszynowych można interpretować jako fale stojące, zamknięte w konstrukcji. Część energii tych fal jest wypromieniowywana do otoczenia jako fale akustyczne. Jak wiadomo, na skutek tłumienia drgania te po pewnym czasie od pobudzenia, zanikają. Proces ten można interpretować jako nieliniowy proces transformacji energii drgań z postaci uporządkowanej, o dużej długości fali, do postaci nieuporządkowanej, zrandomizowanej, o bardzo małych długościach fali. System na którego wyjściu pojawiają się częstotliwości różne od częstotliwości podanych na wejście jest systemem z definicji nieliniowym. Tak więc rozpraszanie energii w materiałach konstrukcyjnych jest procesem z natury nieliniowym. Dlatego poprawna identyfikacja tłumienia następcza tak wielu kłopotów w dynamice maszyn.

Pierwszym, obserwowalnym skutkiem rozpraszania energii w materiale jest wzrost temperatury. Energia ta jest odprowadzana do otoczenia poprzez promieniowanie elektromagnetyczne, przewodnictwo cieplne lub konwekcję. Na ogół nie jest to niebezpieczne dla konstrukcji. Skutkiem najniebezpieczniejszym jest pęknięcie. Pęknięcie prowadzi do powstawania nieprzewodzących węzłów kinetycznych wprowadzających dodatkowe stopnie swobody, powodujące utratę funkcji konstrukcji lub wręcz zagrożenie dla otoczenia, jak np. eksplozja

zbiornika ciśnieniowego. Pękanie wynika na ogół z koncentracji energii odkształcenia sprężystego lub plastycznego na krawędzi wady materiału. Proces pękania to proces propagacji tej wady. W strefie wysokiej koncentracji naprężenia następuje rozerwanie siatki krystalicznej i krawędź szczeliny ulega przesunięciu w głąb materiału. Zatrzymanie propagacji szczeliny może nastąpić na skutek relaksacji naprężenia na krawędzi szczeliny spowodowanej odkształceniem plastycznym materiału.

Istotę pękania najlepiej ilustruje cięcie szkła. Nieznaczne zarysowanie diamentem gładkiej powierzchni tafli, wprowadza zaczątek pęknięcia, który już przy użyciu minimalnych sił ulega propagacji na cały wymiar tafli.

Naprężenia zmienne wywołane istniejącymi w konstrukcji drganiami koncentrują się na krawędziach szczelin i wad materiałowych. To powoduje, że rozpraszanie energii w materiale również jest skoncentrowane w tych miejscach. Propagacja wad materiałowych na skutek zmiennych naprężeń daje w wyniku złom zmęczeniowy.

Można zatem stwierdzić, że ilość dyssypowanej energii, a także jej dystrybucji w objętości materiału decyduje o trwałości maszyny i jej elementów.

3. ANALIZA ENERGETYCZNA TRWAŁOŚCI MASZYN

Doskonalenie niezawodności i trwałości maszyn jest zagadnieniem globalnym, podejmowanym na wszystkich etapach ich istnienia, od projektowania, konstruowania poprzez wytwarzanie, eksploatację i likwidację [6]. Trwałość obiektu mechanicznego jest kształtowana w procesie projektowo konstrukcyjnym, jest przedmiotem optymalizacji na etapie doskonalenia prototypu. Dane do systemu optymalizacji uzyskuje się podczas użytkowania maszyny i podczas stanowiskowych badań przyspieszonych maszyny lub jej elementów.

Przy dużej liczbie różnorodnych czynników konstrukcyjnych, technologicznych i eksploatacyjnych (zmiennosc obciążeń) wpływających na stan obiektu, charakterystyki obciążeń uzyskane podczas badań eksploatacyjnych pozwalają wskazać elementy poddane intensywnym obciążeniom.

Stan maszyny ulega procesowi ewolucyjnej destrukcji wskutek zmęczenia materiałów konstrukcyjnych, nadmiernych obciążeń, zużycia wskutek tarcia (luzy) itp. [34]. Do najbardziej obciążonych należą węzłowe elementy maszyn (np. łożyska), zespoły robocze (np. bijaki), elementy układu napędowego (np. przekładnie zębate). Obniżenie ich trwałości może wystąpić w wyniku ewolucyjnego procesu destrukcji lub w wyniku chwilowych przeciążeń. Ich uszkodzenie może prowadzić do katastrofy obiektów, w których są one instalowane. Istnieje często potrzeba badań

kontrolnych stanu obiektu. Celem tych badań jest wykrycie niebezpieczeństwa uszkodzenia, bądź też stanu bezpośrednio prowadzącego do uszkodzenia. Układ badania charakterystyki przestrzennej trwałości obiektu, oparty na modelu rozkładu mocy obciążeń powinien spełnić te wymagania.

Czynnikami determinującymi trwałość obiektu są charakterystyki trwałościowe podzespołów, sposób ich złożenia, a także rodzaj oraz charakterystyka wymuszeń. Charakterystykę trwałościową obiektu tworzą zarówno jego parametry strukturalne jak również wzajemne oddziaływania podukładów.

Największy wpływ na trwałość maszyn i (lub) ich zespołów mają przeciążenia skracające okres użytkowania maszyn. Znajomość rozkładu przestrzennego obciążeń obiektu mechanicznego w funkcji czasu eksploatacji pozwala zidentyfikować elementy poddawane przeciążeniom (przekroczenie dopuszczalnych naprężeń). System analizy trwałościowej obiektu identyfikuje moce wejściowe sił wymuszających zewnętrznych oraz moce obciążeń przenoszone do podsystemów.

4. ANALIZA TRWAŁOŚCI ZMĘCZENIOWEJ METODĄ ROZKŁADU MOCY OBCIĄŻEŃ DYNAMICZNYCH

Problem oceny stanu technicznego maszyn, oceny trwałości, sprowadzający się do śledzenia trendu ewolucji destrukcji oparty jest na modelu procesora energii [6-9]. Koncepcja procesora energii jest podstawą identyfikacji trendu destrukcji i prognozowania stanu technicznego maszyn i trwałości resztkowej. Procesy wyznaczające charakterystykę trwałościową obiektu mają wymiar energetyczny. Zastosowanie rozkładu mocy obciążeń w obiekcie mechanicznym daje nowoczesną, energetyczną metodę analizy trwałościowej obiektu.

Model procesora energii uwzględnia w maszynie moc wejściową N_i , moc użyteczną N_u i moc dyssypowaną N_{dc} będącą sumą mocy N_d traconej na procesy destrukcji i mocy V dyssypacji zewnętrznej. Bilans mocy w systemie ma postać [6-9]:

$$N_i = N_u + N_d + V \quad (2)$$

Całkowita moc dyssypowana

$$N_{dc} = N_d + V \quad (3)$$

przy czym

$$N_d = \frac{dE_d}{d\Theta} \quad (4)$$

gdzie: Θ – czas ewolucji stanu sytemu.

Zagadnienia trwałości obiektu mechanicznego sprowadza się do badania układu obciążeń wewnętrznych obiektu równoważących obciążenia przyłożone z zewnątrz. Zmiany stanu maszyny opisuje model rozkładu mocy obciążeń dynamicznych [34].

Macierz gęstości widmowych mocy obciążeń dynamicznych w systemie mechanicznym wyznacza się ze wzoru [33,34]:

$$\{G_{N_{ik}}(j\omega, \Theta)\} = \mathbf{H}_{V_{ik}}(j\omega, \Theta) \cdot \mathbf{G}_{F_k F_k}(j\omega, \Theta) \quad (5)$$

gdzie: $\mathbf{H}_{V_{ik}}(j\omega, \Theta)$ – macierz mobilności dynamicznych,

$\mathbf{G}_{F_k F_k}(j\omega, \Theta)$ – macierz gęstości widmowych wymuszeń.

Do identyfikacji macierzy charakterystyk dynamicznych $\mathbf{H}_{V_{ik}}(j\omega, \Theta)$ niezbędne jest zastosowanie metod analizy modalnej [46-48]. Zastosowanie metody eksploatacyjnej analizy modalnej do analizy trwałości zmęczeniowej obiektu czyni eksperyment nieinwazyjnym [26].

Elementy macierzy charakterystyk dynamicznych [34]:

$$\mathbf{H}_{ik}(j\omega, \mathbf{D}(r, \Theta)) = \begin{Bmatrix} H_{11}[j\omega, D_{11}(\Theta)] & \dots & H_{1n}[j\omega, D_{1n}(\Theta)] \\ \dots & \dots & \dots \\ H_{n1}[j\omega, D_{n1}(\Theta)] & \dots & H_{nn}[j\omega, D_{nn}(\Theta)] \end{Bmatrix} \quad (6)$$

są funkcjami przestrzennej miary destrukcji systemu mechanicznego:

$$\mathbf{D}(r, \Theta) \equiv \frac{E_d(r, \Theta)}{E_b(r)} = \frac{\int_0^{\Theta} P[(r, \Theta), N_i] d\Theta}{E_b(r)} \quad (7)$$

Macierz rozkładu mocy obciążeń dynamicznych maszyny w wielowęzłowym - wielowęzłowym systemie mechanicznym ma postać [34]:

$$\bar{\mathbf{N}}_{ik}(\Theta) = \begin{Bmatrix} \bar{N}_{11\text{dyss.}} & \bar{N}_{12} & \dots & \bar{N}_{1n} \\ \bar{N}_{21} & \bar{N}_{22\text{dyss.}} & \dots & \bar{N}_{2n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ \bar{N}_{r1} & \bar{N}_{r2} & \dots & \bar{N}_{rnd\text{dyss.}} \end{Bmatrix} \quad (8)$$

$r > n$

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

Przestrzenną miarę stanu trwałościowego maszyny można zdefiniować w postaci macierzy energetycznych wyteżeń wyznaczanych w punktach „i” myślowego przecięcia elementów maszyny wzajemnie prostopadłymi płaszczyznami. Wyteżenia pochodzą od sił wymuszających

zewnętrznych przyłożonych w punktach „k” konstrukcji.

$$\bar{\mathbf{W}}_{ik}(\Theta) = \begin{Bmatrix} W_{11} & W_{12} & \dots & W_{1n} \\ W_{21} & W_{22} & \dots & W_{2n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ W_{r1} & W_{r2} & \dots & W_{rn} \end{Bmatrix}$$

Każdy z elementów macierzy wyteżeń energetycznych zdefiniowano następująco:

$$\bar{W}_{ik} = \frac{\bar{N}_{ik}}{S_i} \quad (10)$$

gdzie: $\bar{N}_{ik}$ są mocami obciążeń dynamicznych w punktach „i” wywołanych przyłożeniem sił w punktach „k”,
 S_i – pole przekroju poprzecznego elementu maszyny w pkt. „i”,

przy czym $\bar{N}_{ik}$ są średnimi mocami obciążeń przenoszonymi do punktu „i” maszyny z punktów „k” przyłożenia wymuszeń.

Badając poszczególne elementy macierzy energetycznych wyteżeń $\bar{\mathbf{W}}_{ik}(\Theta)$ w funkcji czasu ewolucji stanu systemu wyznacza się trend zmian stanu poszczególnych węzłów konstrukcyjnych maszyny. Model trendu zależny jest od poszczególnych wyteżeń $\bar{W}_{ik}$, poszczególnych węzłów.

Funkcja modelu trendu może być funkcją liniową, kwadratową, eksponencjalną, itp.

Analityczne postaci modeli prognostycznych stanu maszyn można formułować w oparciu o wyznaczone elementy macierzy rozkładu mocy obciążeń dynamicznych, badanych w funkcji czasu ewolucji stanu systemów. Niżej przedstawiono charakterystyki bezwymiarowe względnej wartości przyrostu mocy dyssypacji wewnętrznej (proces destrukcji) elementu maszyny odniesionej do mocy dyssypowanej w chwili początkowej Θ_0 badań trwałościowych.

Podczas użytkowania maszyn, w chwilach Θ_i ich użytkowania, nie powinny występować przekroczenia wartości dopuszczalnych mocy obciążeń w węzłowych punktach maszyny, tj.

$$\bar{N}_k(\Theta_i) \leq \bar{N}_{\text{dop.}}$$

Wielkością fizyczną stanowiącą podstawę do określenia wielkości granicznych decydujących o zniszczeniu zmęczeniowym materiału jest praca (energia) sił procesów destrukcji.

Do oceny trwałości zmęczeniowej wymagana jest znajomość mocy dyssypowanej (części rzeczywistej wyteżeń $\text{Re}W_{ik}(\Theta)$) i oddzielenie mocy sił sztywności dynamicznej $\text{Im}W_{ik}(\Theta)$ [39,43].

$$\int_{\Theta_0}^{\Theta_r} \operatorname{Re} W_{ik}(\Theta) d\Theta + \frac{1}{2} \int_{\Theta_0}^{\Theta_r} \operatorname{Im} W_{ik}(\Theta) d\Theta < E_{gr} \quad (11)$$

Aby wyznaczyć pracę sił procesu destrukcji należy znać funkcję podcałkową. Chwilowe przeciążenia mogą także osiągnąć wartości graniczne. Zniszczenie zmęczeniowe powstaje głównie w wyniku odkształcenia sprężystego lub plastycznego na krawędzi wady materiału. Ilość energii dyssypowanej oraz dystrybucja w objętości materiału decydują o trwałości próbki.

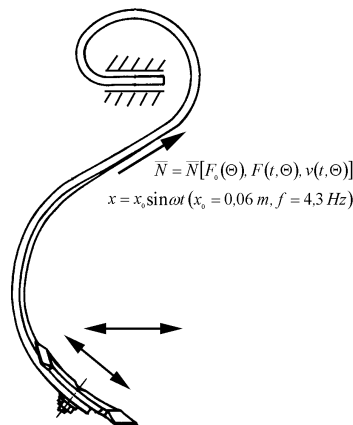
5. BADANIA TRWAŁOŚCI ZMĘCZENIOWEJ ELEMENTÓW MASZINY (NA PRZYKŁADZIE)

Model analizy obciążeń w wielowjęściowym - wielowyjściowym systemie mechanicznym wymaga znajomości własności strukturalnych tych systemów. Zmiana cech procesów wyjściowych maszyny może być spowodowana zmianą wymuszeń zewnętrznych lub zmianą stanu technicznego maszyny. Metoda badania trwałości

eksploatacyjnej maszyny opiera się na rozdzielnej identyfikacji wektora wymuszeń oraz jej charakterystyk dynamicznych. Pozwala to na wydzielenie w wektorze odpowiedzi cech charakterystycznych odpowiadających możliwym stanom maszyny [34]. Proces jakościowych zmian stanu maszyny jest ciągły (nieprzeliczalny zbiór stanów maszyny).

Poprawny model modalny układu można wyznaczyć na podstawie danych eksploatacyjnych. Zmiany parametrów mechanicznych układu w czasie eksploatacji lub zmiany warunków brzegowych powodują bowiem często istotne zmiany charakterystyk dynamicznych układu. Wymaga to budowy złożonego modelu modalnego układu o wielu stopniach swobody.

Do identyfikacji parametrów modalnych maszyn metodą eksploatacyjnej analizy modalnej wykorzystuje się systemy do których danymi wejściowymi są: sygnały odpowiedzi eksploatacyjnych i funkcje transmitancji widmowych do skalowania amplitudowego elementów macierzy charakterystyk dynamicznych.



Rys. 1. Widok sprężyny kultywatora; wymiary przekroju poprzecznego: 32x10 mm, długość 410 mm

Badaniom zmęczeniowym poddano kilkadziesiąt egzemplarzy sprężyn (element roboczy kultywatora), rys.1. Większość sprężyn nie uległa uszkodzeniu w czasie 200h ($74,3 \cdot 10^6$ cykli obciążenia). Badania wykonano na stanowisku badawczym, którym była pędnia, umożliwiająca zadawanie skokowo rosnącego naprężenia wstępnego sprężyny oraz zadawanie wymuszenia kinematycznego o częstotliwości 4,3 Hz i amplitudzie 12 cm (Peak – Peak). Koniec sprężyny mocowany do ramy kultywatora był mocowany sztywno do konstrukcji wsporczej stanowiska, natomiast drugi koniec był poddawany naprężeniu wstępnemu oraz wymuszeniu kinematycznemu. Przyjęty sposób zadawania wymuszenia umożliwiał występowanie w sprężynie naprężeń zginających oraz ściskająco-rozciągających, powodujących odkształcenia

plastyczne. Pęknięcie sprężyny nastąpiło w części, w której występowały naprężenia ściskająco-rozciągające. Rejestrowano siłę rozciągająco-ściskającą (czujnik tensometryczny) oraz prędkość drgań, wyznaczając widma mocy mocy sił wzdlużnych.

Moc zadawanego obciążenia $N(\omega, \Theta)$ była funkcją obciążenia statycznego (siła F_0) oraz obciążenia wynikającego z zadanego wymuszenia kinematycznego (siła $F(\omega, \Theta)$), czyli:

$$N(\omega, \Theta) = N(F_0; F(\omega, \Theta); \mathcal{G}(\omega))$$

Na rys. 2 przedstawiono wykres bezwymiarowej miary dyssypowanej mocy obciążeń $\frac{\operatorname{Re} N(\Theta)}{\operatorname{Re} N(\Theta_0)}$ sprężyny kultywatora.

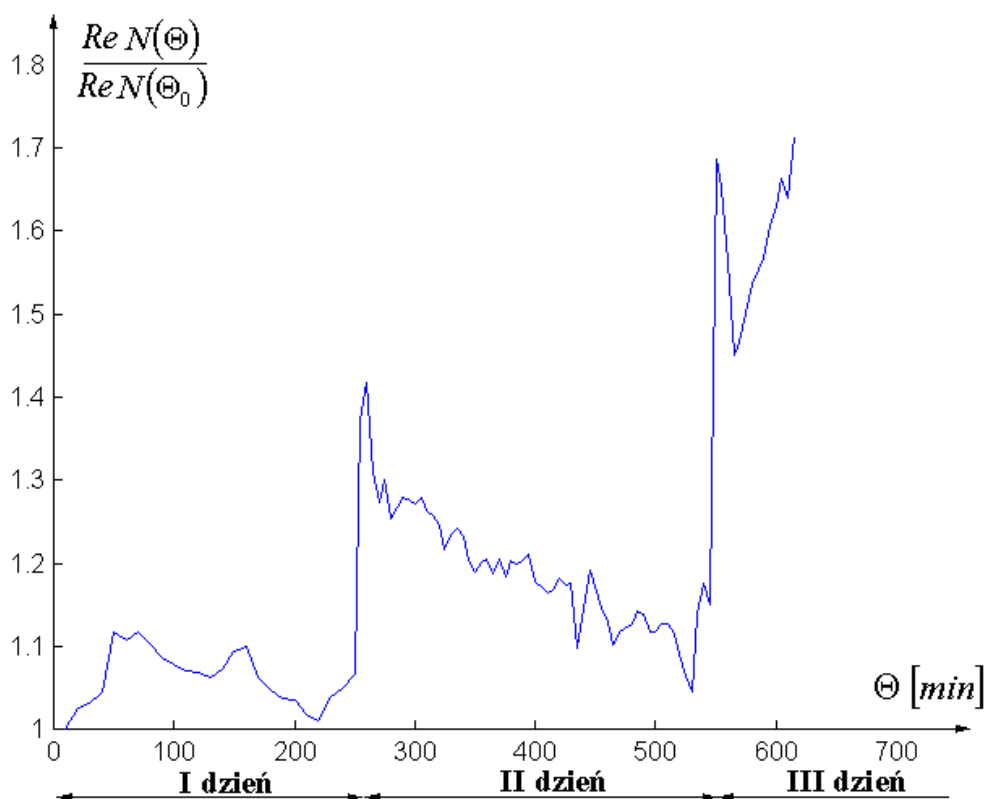
Charakterystykę $Re N(\Theta)$ odniesiono do mocy obciążenia $N(\Theta_0)$ w chwili początkowej $\Theta = 0$.

Przebieg funkcji $\frac{Re N(\Theta)}{Re N(\Theta_0)}$ realizowano w ciągu

3 dni: I dzień: 0 – 260 min, II dzień: 260 – 550 min, III dzień: 550 – 640 min. Po 10,7 godzinach

zadawania obciążenia kinematycznego sprężyna pękła. Interesującym jest wzrost mocy obciążeń

$\frac{Re N(\Theta)}{Re N(\Theta_0)}$ w poszczególnych dniach eksperymentu aż do pęknięcia.



Rys. 2. Wykres charakterystyki trwałości zmęczeniowej $\frac{Re N(\Theta)}{Re N(\Theta_0)}$ sprężyny kultywatora

(Unia Grudziądz, $Re \bar{N}_0 = 6,3 W$)

Na rysunku 3 zamieszczono wykres charakterystyki mocy pozornej $|N(\Theta)|$ odniesionej do mocy $N(\Theta_0)$ w chwili Θ_0 . Charakterystyka

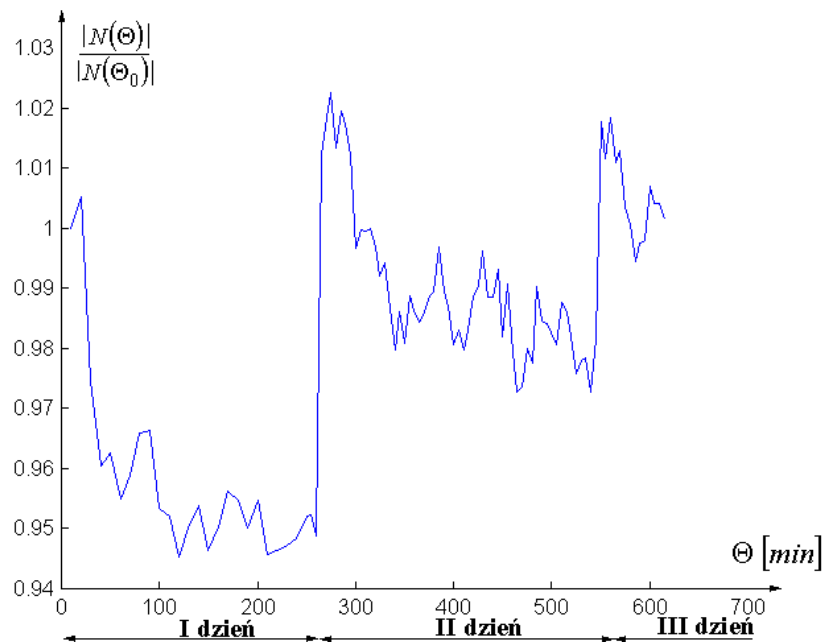
$\frac{|N(\Theta)|}{|N(\Theta_0)|}$ opisuje obciążenie wynikające

z pokonania zmiennej siły sztywności oraz obciążenie powodujące destrukcję sprężyny. Przy bilansie mocy obciążenia uwzględnić należy ilość ciepła emitowanego podczas zadawanego obciążenia, a także podczas przerw w ekspery-

mencie. Podczas badań prowadzonych w przybliżeniu w stałych warunkach wzrost temperatury zewnętrznej zginanych fragmentów sprężyn wynosił około 9 °C (wzrost temperatury wewnętrznej znacznie wyższy).

W wyniku schłodzenia występowało więc umocnienie (zahartowanie) struktury materiału (rys. 2 – 3).

Moc obciążenia rzeczywistego $Re N(\Theta)$ powodującego destrukcję elementu wzrastał w funkcji czasu (aż do pęknięcia, rys. 2 – 3).



Rys. 3. Wykres charakterystyki trwałości zmęczeniowej $\frac{|N(\Theta)|}{|N(\Theta_0)|}$ sprężyny kultywatora

W końcowej fazie procesu destrukcji, bezpośrednio przed pęknięciem obserwuje się intensywny wzrost mocy sił procesu destrukcji (wzrost $\frac{Re N}{Re N_0}$ na rys. 2) i jednocześnie obniżania mocy sił sztywności dynamicznej (rys. 3).

6. WNIOSKI

1. Dyskretny, przestrzenny rozkład mocy dyssypowanej w podsystemach pozwala na energetyczną hierarchizację elementów i węzłów konstrukcyjnych systemu mechanicznego, poddanych procesowi zużycia.
2. Potwierdzono przydatność metody rozkładu mocy obciążeń dynamicznych do charakteryzowania trwałości zmęczeniowej struktur mechanicznych.
3. Wzrost mocy obciążenia $|Re N(\Theta)|$ powodującego destrukcję charakterystyk strukturalnych elementów jest symptomem procesu prowadzącego do degradacji (pęknięcia) elementu maszyny.
4. Metoda analizy (przestrzennego) rozkładu mocy obciążeń znajduje zastosowanie zarówno w badaniach nieniszczących trwałości obiektów oraz w badaniach przyspieszonych trwałości zmęczeniowej elementów maszyn i oceny resztkowego czasu życia.

7. LITERATURA

1. Alvin, K.F., A. Second-Order Structural Identification via State Space-Based System Realizations," Report No. CU-CSSC-93-09, Center for Space Structures and Controls, University of Colorado, Boulder, CO, Ph.D Dissertation, 1993.
2. Banek T., Batko W., Estymacja zaburzeń w systemach monitorujących, Wydawnictwo AGO, Kraków 1997.
3. Batko W., Krzyworzeka P. Estymacja diagnostycznego widma harmonik, Kongres Diagnostyki Technicznej KDT'96, Materiały t.II.
4. Bishop R.E.D., Johnson D.C., The mechanics of Vibration, Cambridge University Press, 1960.
5. Cempel C., Diagnostyka wibroakustyczna maszyn, PWN Warszawa 1989.
6. Cempel C., Modele diagnostyki wibroakustycznej, Diagnostyka Maszyn Roboczych i Pojazdów, Bydgoszcz, 1994.
7. Cempel C., Natke H.G., Energy Processors and Energy Transformation, System Engineering. Summer School Systems Engineering. Poznań. 1995.
8. Cempel C., Modele systemów przetwarzania energii w teorii i inżynierii systemów. Promocja na Doktora Honoris Causa Politechniki Szczecińskiej, Politechnika Szczecińska, 1995.

9. Cempel C., Tabaszewski M., - Teoria degradacji maszyn i urządzeń jako ewolucyjnych systemów otwartych z ograniczoną dyssypacją - sprawozdanie z badań KBN 0858/P4/93. Politechnika Poznańska IMS 1996.
10. Cempel C., Energy Processors in Systems Engineering and their Evolution, Bull. Pol. of Polish Academy of Sci. Techn., 1997, Vol 45, No 4.
11. Cempel C., Natke H.G., Tabaszewski M., A passive diagnostic experiment with ergodic properties, Mechanical Systems and Signal Processing, 1997, 11(1).
12. Cempel C., Innovative Developments in Systems Condition Monitoring, Keynote Lecture for DAMAS '99, Damage Assessment of Structure Conference, Dublin 1999.
13. Cempel C., Teoria inżynierii systemów, skrypt, Zakład Dynamiki - Wibroakustyki Systemów, Politechnika Poznańska 2000.
14. Cholewa W., Kiciński J., Diagnostyka techniczna, Odwrotne modele diagnostyczne, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 1997.
15. Czajgucki J., Z., Jedność i integracja nauki o niezawodności obiektów technicznych, antropotechnicznych i socjotechnicznych, Zagadnienia Eksploatacji Maszyn, Zeszyt 2 (126), vol.36 Instytut Technologii Eksploatacji, Radom 2001.
16. Dąbrowski Z., Rezonans nieliniowy jako symptom diagnostyczny, XXV Ogólnopolskie Sympozjum Diagnostyka Maszyn, Węgierska Górka 1998.
17. DeLanghe K., High Frequency Vibration: Contribution to Experimental and Computational SEA Parameter Identification Techniques, Katolicki Uniwersytet Leuven, 1996.
18. Engel Z., Ochrona środowiska przed drganiami i hałasem, PWN, Warszawa 1993.
19. Engel Z., Zasada wzajemności w układach technicznych, XVIIIth Symposium Vibrations in Physical Systems, Poznań-Błażejewko, 1998.
20. Giergiel J., Uhl T., Identyfikacja układów mechanicznych, PWN, Warszawa, 1990.
21. Gutowski R., Swietlicki W.A., Dynamika i drgania układów mechanicznych, PWN, Warszawa, 1986.
22. Juang J-N, State-Space System Realization with Input- and Output-Data Correlation, NASA Technical Paper 3622, Langley Research Center, Hampton, Virginia, 1997.
23. Kaźmierczak H.: Modelowanie diagnostyczne maszyny jako układu transformującego energię. Kongres Diagnostyki Technicznej KDT'96 17-20 września 1996. Materiały t.II.
24. Kaźmierczak H., Uproszczona synteza złożonych układów izolacji drgań metodą podatności dynamicznej, Rozprawa Doktorska, Politechnika Poznańska, Poznań 1977.
25. Kaźmierczak H., Modelowanie energetyczne w identyfikacji diagnostycznej maszyn, IV Krajowa Konferencja „Diagnostyka Techniczna Urządzeń i Systemów” DIAG 98', 14-18 września 1998, Szczecin - Międzyzdroje - Ystad, Tom 2, referaty zgłoszone.
26. Szacowanie przestrzennego rozkładu mocy obciążeń dynamicznych w systemie mechanicznym, Materiały Międzynarodowej Konferencji-Diagnostyka Maszyn Roboczych i Pojazdów, Bydgoszcz, 1999.
27. Kaźmierczak H., Analysis of the external load power distribution for vibration reduction, 7-th International Congress on Sound Vibration, Garmisch-Partenkirchen, 2000.
28. Kaźmierczak H., Holistyczny model rozptyłu mocy obciążeń dynamicznych w systemach mechanicznych, II Międzynarodowy Kongres Diagnostyki Technicznej, Diagnostyka 2000, Warszawa.
29. Kaźmierczak H., Metoda analizy modalnej w zastosowaniu do modelu energetycznego systemu mechanicznego, Materiały z: Obchodów 70-lecia urodzin i 45-lecia pracy naukowej prof. dr hab. inż. Józefa Giergiela oraz V Szkoły Analizy Modalnej, Kraków 2000.
30. Kaźmierczak H., The energy propagation in mechanical systems, XIX Symposium Vibrations in Physical Systems, Poznań-Błażejewko 2000.
31. Kaźmierczak H., Analiza miar destrukcji w systemie mechanicznym, XXVII Ogólnopolskie Sympozjum. Diagnostyka Maszyn, Węgierska Górka 2000.
32. Kaźmierczak H., Model rozptyłu energii w systemach mechanicznych, Diagnostyka, vol.23. 2000. Polskie Towarzystwo Diagnostyki Technicznej, Wydział Nauk Technicznych Polskiej Akademii Nauk. 1000 Otwarte Seminarium Zakładu Dynamiki i Wibroakustyki Systemów Politechniki Poznańskiej, Poznań 2000.
33. Kaźmierczak H., Dynamic load power distribution in mechanical systems, Zagadnienia Eksploatacji Maszyn Z. 3(127) vol. 36, 2001.
34. Kaźmierczak H., Analiza rozkładu mocy obciążeń dynamicznych w systemach mechanicznych. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 2001, Rozprawy 363.
35. Kiciński J., Analiza komputerowa w diagnostyce technicznej maszyn, Kongres Diagnostyki Technicznej KTD 96 Gdańsk - materiały, tom I str. 93-122 Gdańsk 1996.
36. Kocańda S., Szala J., Podstawy obliczeń zmęczeniowych, Wyd. Naukowe PWN, Warszawa, 1997.

37. Michalski R., Niziński S., Żółtowski B., Diagnostyka maszyn rolniczych, Kongres Diagnostyki Technicznej KTD 96 Gdańsk - materiały, tom I str. 129-154 Gdańsk 1996.
39. Osiński Z., Tłumienie drgań, PWN, Warszawa 1997
40. Osiński Z., Radkowski S., Rozpoznawanie uszkodzeń jako element niezawodnościowo-zorientowanej obsługi maszyny, XXVII Ogólnopolskie Sympozjum Diagnostyka Maszyn, Węgierska Górka 2000.
41. Pabis S., Metodologia i metody nauk empirycznych, PWN, Warszawa 1985.
42. Szala J., Zmęczeniowe pękanie materiałów i konstrukcji – rozwój nauki i zastosowań praktycznych, Zagadnienia Eksploatacji Maszyn, z 2 (126), vol. 36, Instytut Technologii Eksploatacji, Radom 2001.
43. Szala J., Szala G., Dwuparametryczne charakterystyki zmęczeniowe – sformułowanie problemu, Problemy Eksploatacji Nr 3/2001(42), Instytut Technologii Eksploatacji, Radom 2001.
44. Tabaszewski M., Cempel C., - Próba uwzględnienia niestacjonarności i nieliniowości w procesorze energii jako modelu ewolucji stanu maszyny, XXIII Ogólnopolskie Sympozjum Diagnostyka Maszyn Węgierska Górka 1996- materiały, zeszyt 2 str. 64-72.
45. Uhl T., Lisowski W., Orłowski Z., Gałka T., Zastosowanie analizy modalnej do diagnozowania stanu maszyn. I Szkoła „Analiza modalna i jej zastosowania”, Kraków 1995.
46. Uhl T., Lisowski W., Praktyczne problemy analizy modalnej konstrukcji, AGH Kraków 1996.
47. Uhl T., Komputerowo wspomagana identyfikacja modeli konstrukcji mechanicznych, WNT, Warszawa 1997.
48. Uhl T., Lisowski W., Eksploatacyjna analiza modalna i jej zastosowanie, Akademia Górniczo-Hutnicza, Kraków 1999.
49. Wegner T.M., Metody energetyczne w wytrzymałości materiałów. Hipoteza wytrzymałościowa stateczności równowagi wewnętrznej, Wydawnictwa Politechniki Poznańskiej, Poznań 1999.
50. Zielnica J., Wytrzymałość materiałów, Wydawnictwa Politechniki Poznańskiej, 2001.
51. Żółtowski B., Podstawy diagnostyki maszyn, ATR Bydgoszcz, 1996.



Dr **Henryk KAŻMIERCZAK** – absolwent wydziału Mat. Fiz. Chem. Uniwersytetu im. Adama Mickiewicza w Poznaniu, tytuł doktora nauk technicznych uzyskał w 1977 r. na wydziale Budowy Maszyn Politechniki Poznańskiej. Obecnie pracuje na stanowisku docenta w Przemysłowym Instytucie Maszyn Rolniczych w Poznaniu. Autor ponad 250 publikacji naukowych. Zajmuje się problematyką diagnostyki maszyn, dynamiki strukturalnej maszyn z zastosowaniem nowoczesnych metod identyfikacji własności dynamicznych, w tym metod analizy modalnej. Ostatnie publikacje dotyczą energetycznego modelowania obciążeń dynamicznych w systemach mechanicznych. Jest członkiem krajowych i zagranicznych towarzystw naukowych.

ZASTOSOWANIE NATĘŻENIA DŹWIĘKÓW STRUKTURALNYCH DO DIAGNOSTYKI NIECIĄGŁOŚCI BELEK I PŁYT

Jacek CIEŚLIK

Akademia Górniczo-Hutnicza, Katedra Robotyki i Dynamiki Maszyn

Al. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków, fax (12) 6343505, email ghciesli@cyf-kr.edu.pl

STRESZCZENIE

W pracy przedstawiono uzyskane na podstawie danych literaturowych [7, 9] zależności wiążące natężenie dźwięków strukturalnych oraz odkształcenia i obciążenia belek i płyt, pozwalające wyznaczyć jego wartość dla elementów konstrukcyjnych. Omówiono metodę wyznaczania wartości natężenia dźwięków strukturalnych na podstawie zespolonych parametrów modalnych uzyskiwanych drogą analizy modalnej z użyciem metody elementów skończonych.

W pracy podano również przykład obliczeniowy, którego celem było wyznaczenie rozkładu wartości wektora natężenia dźwięków strukturalnych wzdłuż powierzchni jednorodnej, pryzmatycznej belki wspornikowej. Belka była pobudzana do drgań giętnych poprzez wymuszenie na swobodnym końcu. Dla zamodelowania uszkodzenia w belce wprowadzono nacięcie (trójkątny karb) prostopadłe do osi belki. W celu uniknięcia efektu fal stojących w zginanej belce, przyjęto specjalny sposób zamocowania, który zapewniał duże tłumienie fal giętnych w jej utwierdzonym końcu. Tak postawiony problem badawczy zmierzał do stwierdzenia przydatności metody natężeniowej do diagnostyki nieciągłości i uszkodzeń konstrukcji mechanicznych.

Słowa kluczowe: wibroakustyka, dźwięki strukturalne, belki, płyty.

APPLICATION OF STRUCTURAL SOUND INTENSITY TO DIAGNOSTICS OF DISCONTINUITIES IN BEAMS AND PLATES

SUMMARY

The paper presents obtained from literature dependencies connecting structure surface intensity with derived loads and strains enabling its evaluation for such constructional elements as beam and plates. The method of structure surface intensity evaluation based on complex modal parameters derived from FEM modal analysis was discussed.

In the paper was also presented the numerical example which lead to investigation of distribution of surface structural intensity vector values along the steel, homogenous, prismatic cantilever beam. The beam was forced at the free end. The case of bending vibrations was studied. For modeling of damage there was introduced a notch in the beam in cross-section perpendicular to its main axis of symmetry. To avoid of standing waves effect the mounting of clamped end of the beam was assumed to have special construction which provided high damping of bending vibrations. Such solved problem was intended to show the usability of structure surface intensity method in discontinuity and damage diagnostics of mechanical constructions.

Keywords: vibroacoustic, structural sound, beams, plates.

1. WPROWADZENIE

Pojęcie natężenia dźwięków strukturalnych zostało wprowadzone w celu rozszerzenia opisu zjawisk akustycznych za pomocą pola wektorowego. Szczególne zastosowanie znajduje w badaniach przepływu energii drganiowej w ciałach stałych. Natężenie dźwięków strukturalnych jest wielkością analogiczną do natężenia dźwięku i reprezentuje tę samą wielkość fizyczną tzn. uśrednioną w czasie wartość strumienia przepływu energii drgań mechanicznych przez powierzchnię jednostkową

prostopadłą do kierunku przepływu [12].

Analiza rozkładu przestrzennego natężenia dźwięków strukturalnych pozwala na określenie dróg przenoszenia energii drgań oraz miejsc, w których energia jest wprowadzana bądź pochłaniana w strukturze mechanicznej.

W szeregu prac literaturowych [10, 12] podano zależności pozwalające wyznaczyć wartość natężenia dźwięków strukturalnych dla prostych elementów konstrukcyjnych takich jak belki, płyty i rury. Pierwsze publikacje na ten temat ukazały się w drugiej połowie lat siedemdziesiątych [15, 17, 27] i obejmowały głównie zagadnienia rozwoju metod pomiaro-

wych w wyniku czego opracowano dwie zasadnicze metody pomiarowe: prostą – wykorzystującą zależności definicyjne [3, 17, 27] oraz złożoną – opartą na teorii falowej pola akustycznego [15, 16, 20]. Jednak nadal stosowane metody pomiarowe mają znaczne ograniczenia co do możliwości stosowania ich w praktyce. Są kompromisem pomiędzy dokładnością pomiaru i prostotą zastosowanej aparatury pomiarowej w tym szczególnie wymaganej ilości równocześnie prowadzonych pomiarów.

Badanie metodami obliczeniowymi dróg przenoszenia energii wibroakustycznej w strukturach o złożonych kształtach, zbudowanych z płaskich, cienkich elementów takich jak belki płyty i powłoki nie zostało jak dotąd rozwiazane w stopniu zadowalającym z praktycznego punktu widzenia. Problemy analizy konkretnych przypadków praktycznych skupiają się na uwzględnieniu skomplikowanych warunków brzegowych i złożoności rzeczywistych struktur.

Metoda analizy modalnej znalazła szerokie zastosowanie jako metoda obliczeniowa do badania własności dynamicznych struktur. Stąd wydaje się właściwe jej zastosowanie do obliczeń natężenia dźwięków strukturalnych. Skłania do tego zwłaszcza możliwość analizy istniejących modeli modalnych struktur opracowanych dla potrzeb analizy modalnej.

2. PODSTAWOWE ZALEŻNOŚCI

Dla drgań ustalonych, natężenie dźwięków strukturalnych jest definiowane jako wielkość zespolona:

$$\tilde{S}_{\sigma_{kl} v_l}(\omega) = I_k(\omega) + jJ_k(\omega) \quad (1)$$

gdzie ω jest częstotliwością kątową, $\omega = 2\pi f$, f – częstotliwość drgań [2]. Tylda $\sim$ oznacza wielkość zespoloną.

$\tilde{S}_{\sigma_{kl} v_l}(\omega)$ jest funkcją gęstości widmowej mocy pomiędzy zespolonymi składowymi naprężenia i prędkości. W przypadkach praktycznych analizowana jest jedynie część rzeczywista natężenia (ang. active intensity). Jego składowa w kierunku k -tej współrzędnej jest równa:

$$I_k(\omega) = -\operatorname{Re}[\tilde{S}_{\sigma_{kl} v_l}(\omega)] \quad (2)$$

Reprezentuje ona rzeczywisty przepływ energii drganiowej w strukturze w przeciwieństwie do części urojonej (ang. reactive intensity) $J_k(\omega)$ związanej z falami stojącymi i odpowiedzialnej za magazynowanie energii w strukturze.

Chwilowa wartość rzeczywistej części natężenia dźwięków strukturalnych $i_k(t)$ jest zależną od czasu wielkością wektorową równą zmianie gęstości energii w nieskończenie małej objętości [7]. Jego k -ta współrzędna jest określona zależnością:

$$i_k(t) = -\sigma_{kl}(t)v_l(t), \quad l = 1, 2, 3, \quad (3)$$

gdzie $v_l(t)$ jest l -tą współrzędną wektora prędkości a $\sigma_{kl}(t)$ jest kl -tą współrzędną tensora naprężeń.

Uśredniona w czasie wartość natężenia dźwięków strukturalnych I_k reprezentuje strumień przepływu energii drganiowej w strukturze:

$$I_k = \langle i_k(t) \rangle \quad (4)$$

Całka rzeczywistej składowej natężenia $I_k(\omega)$ w całym zakresie rozpatrywanych częstości jest równa uśrednionej w czasie wartości średniej natężenia dźwięków strukturalnych [7]:

$$I_k = \langle i_k(t) \rangle = \int_{\omega} I_k(\omega) d\omega \quad (5)$$

i przedstawia przepływ energii w kierunku k -tej współrzędnej przyjętego układu odniesienia.

3. NATĘŻENIE DŹWIĘKÓW STRUKTURALNYCH DLA ELEMENTÓW KONSTRUKCYJNYCH.

Stosowane w literaturze sformułowania natężenia dźwięków strukturalnych dla belek, płyt i powłok są podane w zależności od łatwo mierzalnych wielkości, głównie przemieszczeń i prędkości. Wynika to z faktu, że takie ujęcie natężenia dźwięków strukturalnych jest wykorzystywane w technice pomiarowej. Wartości pochodnych cząstkowych niezbędne do wyznaczenia wartości natężenia są otrzymywane w sposób przybliżony z metody różnic skończonych [3]. Dla celów obliczeń natężenia dźwięków strukturalnych z wykorzystaniem metody elementów skończonych taka zorientowana na pomiary metoda nie jest odpowiednia. Dlatego też wartości składowych natężenia dźwięków strukturalnych w belkach i płytach wyznacza się jako funkcje zmiennych: sił momentów i wewnętrznych oraz przemieszczeń liniowych i kątowych.

3.1. Natężenie dźwięków strukturalnych w belkach

Całkowanie natężenia po powierzchni przekroju poprzecznego belki daje całkowity przepływ energii w kierunku prostopadłym do tego przekroju. Otrzymany wynik jest wielkością wektorową przypisywaną do osi obojętnej belki. Dla pojedynczej częstości, prędkości są znajdowane na podstawie wartości przemieszczeń poprzez zastosowanie zapisu stosowanego dla algebry zespolonej [5]:

$$I_x = -\frac{\omega}{2} \operatorname{Im} \left[\tilde{N} \tilde{u}_0^* + \tilde{Q}_y \tilde{v}_0^* + \tilde{Q}_z \tilde{w}_0^* + \tilde{T} \tilde{\theta}_x^* + \tilde{M}_y \tilde{\theta}_y^* + \tilde{M}_z \tilde{\theta}_z^* \right] \quad (6)$$

gdzie $\tilde{N}$ - siła osiowa, $\tilde{Q}_y$ i $\tilde{Q}_z$ - siły ścinające,

$\tilde{T}$ - moment skręcający,

$\tilde{M}_y$ i $\tilde{M}_z$ - momenty zginające,

$\tilde{\theta}_x, \tilde{\theta}_y, \tilde{\theta}_z$ - przemieszczenia kątowe,

$\tilde{u}_0, \tilde{v}_0$ - przemieszczenia liniowe linii odniesienia belki $\tilde{w}_0$.

3.2. Natężenie dźwięków strukturalnych w płytach

Całkowanie jest przeprowadzane po grubości płyty a natężenie jest równe strumieniowi przepływu energii przez jednostkę szerokości i odnoszone do płaszczyzny środkowej płyty. W ogólnym przypadku płyta poddana jest ruchom zginającym i ruchom w płaszczyźnie płyty. W obliczeniach metodą elementów skończonych dla płaskiego elementu skończonego powoduje to niezależne odkształcenia, które pozwalają na zastosowanie cienkich elementów otrzymanych przez superpozycję płaskiej membrany i cienkich elementów płytowych. Dla takiego elementu, dwie składowe natężenia dźwięków strukturalnych mają postać [4]:

$$I_x = -\frac{\omega}{2} \text{Im} [\tilde{N}_x \tilde{u}_0^* + \tilde{N}_{xy} \tilde{v}_0^* + \tilde{Q}_x \tilde{w}_0^* + \tilde{M}_x \theta_y^* - \tilde{M}_{xy} \theta_x^*]$$

$$I_y = -\frac{\omega}{2} \text{Im} [\tilde{N}_y \tilde{v}_0^* + \tilde{N}_{yx} \tilde{u}_0^* + \tilde{Q}_y \tilde{w}_0^* - \tilde{M}_y \theta_x^* + \tilde{M}_{yx} \theta_y^*]$$

(7)

gdzie: $\tilde{N}_x, \tilde{N}_y, \tilde{N}_{xy} = \tilde{N}_{yx}$ - siły rozciągające w płycie,

$\tilde{Q}_x, \tilde{Q}_y$ - siły ścinające,

$\tilde{M}_x, \tilde{M}_y, \tilde{M}_{xy} = \tilde{M}_{yx}$ - momenty zginające,

4. OBLICZENIA NUMERYCZNE NATĘŻENIA DŹWIĘKÓW STRUKTURALNYCH

4.1. Zastosowanie podejścia modalnego do obliczeń zespolonej odpowiedzi struktury

Zespolone przemieszczenia i naprężenia wymagane do obliczeń natężenia dźwięków strukturalnych mogą być obliczone poprzez zastosowanie podejścia modalnego [8]. Odpowiedź modalną struktury uzyskuje się m.in. przez zastosowanie analizy metodą elementów skończonych. Programy do metody elementów skończonych zwykle wykorzystują macierze rzeczywistych wartości mas i sztywności, które dają w wyniku rzeczywiste wartości przemieszczeń i naprężeń. Natomiast procedura obliczeń wielkości wymaganych do wyznaczenia natężenia dźwięków strukturalnych została oparta na obliczeniach zespolonej odpowiedzi struktury z zastosowaniem reprezentacji modalnej struktury bez strat [9]. Tłumienie w strukturze jest uwzględniane na dwa różne sposoby. Rozproszone tłumienie wewnętrzne jest reprezentowane przez tłumienie modalne. Możliwe do zlokalizowania tłumienie jest traktowane jako tłumienie zewnętrzne i uwzględniane przez rozszerzenie funkcji modalnych z dostosowaniem warunków impedancji w punktach zamocowania. Ruch struktury wymuszanej do drgań siłą $F e^{j\omega t}$, $j = \sqrt{-1}$ wraz z umiejscowionym tłumieniem traktowanym w tym przypadku jako obciążenie zewnętrzne opisuje równanie [3]:

$$-\omega^2 [M] \{\tilde{X}\} + [K] \{\tilde{X}\} = \{\tilde{F}\} + \{\tilde{R}\} \quad (8)$$

gdzie $[M]$ i $[K]$ macierze mas i sztywności,

$\{\tilde{X}\}$ - wektor przemieszczeń,

$\{\tilde{R}\}$ - wektor obciążenia wywieranego przez umiejscowione tłumienie.

Wektor siły ze względu na przyjęty model tłumienia zależy od pola przemieszczeń. Ta zależność może być złożona dla pewnych przypadków np. dla tłumionych warstw, lecz ogólnie jest opisana równaniem macierzowym:

$$\{\tilde{R}\} = -[\tilde{S}] \{\tilde{X}\} \quad (9)$$

gdzie $[\tilde{S}]$ jest dodatkową sztywnością dynamiczną odpowiadającą nieliniowemu tłumieniu, pozwalającą na zastosowanie różnych modeli matematycznych tłumienia.

Zespoloną odpowiedź struktury uzyskuje się na podstawie obliczeń wartości własnych. Po wprowadzeniu macierzy modalnej $[\phi]$, zawierającej obliczone wektory własne znormalizowane do jednostkowej macierzy mas jako kolumny $\{\phi_i\}$, równanie (8) można zapisać we współrzędnych modalnych $\{q_i\}$ w postaci:

$$(-\omega^2 [I] + [\omega_0^2] + [\tilde{s}]) \{\tilde{q}\} = \{\tilde{f}\} \quad (10)$$

gdzie $[\omega_0^2] = [\phi]^T [K] [\phi]$ - macierz wartości własnych, $[I]$ - macierz jednostkowa,

$[\tilde{s}] = [\phi]^T [\tilde{S}] [\phi]$ - macierz sztywności dynamicznej we współrzędnych modalnych,

$\{\tilde{f}\} = [\phi]^T \{\tilde{F}\}$ - wektor siły wymuszającej we współrzędnych modalnych.

Rozproszone tłumienie proporcjonalne uwzględniane jest przez zastosowanie zespolonych częstości własnych. Elementy na przekątnej macierzy $[\omega_0^2]$ są zastępowane przez kwadraty zespolonych częstości własnych $\tilde{\omega}_{0i}^2 = (1 + j\eta_i) \omega_{0i}^2$, gdzie η_i jest modalnym współczynnikiem strat. Przyjęto liniowe tłumienie wewnętrzne struktury ze względu na wymagania metody analizy modalnej.

Przez użycie tylko kilku m pierwszych wektorów własnych do zbudowania macierzy modalnej $[\phi]$ układ $n \times n$ równań liniowych w równaniu (8) (n ilość stopni swobody) jest przekształcany do mniejszego układu równań liniowych o wymiarze $m \times m$ - równanie (10). Ponieważ układ równań uzyskany przez dyskretyzację elementami skończonymi może osiągnąć duże rozmiary dochodzące do kilkunastu tysięcy, podczas gdy ilość obliczonych modów m jest zwykle rzędu kilku dziesiątek to można w ten sposób osiągnąć znaczne ograniczenie rozmiarów macierzy w równaniu (8) w porównaniu z tymi w równaniu (10). Stosuje się zatem dodatkowy zewnętrzny program do obliczeń zespolonej odpowiedzi struktury, który pozwala znaleźć zredukowany układ równań

i obliczyć odpowiedź zespoloną we współrzędnych modalnych.

4.2. Obliczenia natężenia dźwięków strukturalnych metodą elementów skończonych

Wartości natężenia dźwięków strukturalnych jak podano w definicji (1) zależą od prędkości i naprężeń. W wyniku obliczeń metodą elementów skończonych otrzymujemy przemieszczenia w węzłach i naprężenia w punktach wewnątrz elementów. Obliczenia wartości natężenia dźwięków strukturalnych wymagają znajomości wartości wielkości odpowiedzi w tych samych punktach. Ponieważ dokładność obliczeń naprężenia jest mniejsza od dokładności obliczeń przemieszczenia, to wektor odpowiedzi musi być brany w punktach najwyższej dokładności dla naprężeń. Przemieszczenia w tych punktach $\{\xi\}$ są obliczane z pomocą funkcji kształtu elementu $[N]$ z odpowiadających im przemieszczeń względnych $\{\delta\}$ dla każdego elementu. Ponieważ macierz funkcji kształtu jest w ogólnym przypadku odniesiona do lokalnego układu współrzędnych dla elementu, to wektor przemieszczeń modalnych musi być określony w tym samym układzie współrzędnych. Przemieszczenia wewnątrz elementu skończonego także odnoszą się do współrzędnych lokalnych:

$$\{\xi\} = [N]\{\delta\} \quad (11)$$

Zastosowanie tej procedury pozwala znaleźć wektor $\{\phi_i\}$ zawierający odpowiednie przemieszczenia środków geometrycznych elementu dla danego wektora własnego przemieszczeń węzłów $\{\phi_i\}$. Odształcenia względne odpowiadające przemieszczeniom uzyskuje się przez zastosowanie związków wiążących przemieszczenia węzłów $\{\delta\}$ i odształcenia w środku geometrycznym elementu $\{\varepsilon\}$ przez odpowiednią macierz przekształceń $[H]$. Naprężenie $\{\sigma\}$ i odształcenia $\{\varepsilon\}$ są związane przez macierz sztywności $[D]$, [7]:

$$\{\sigma\} = [D]\{\varepsilon\} = [D][H]\{\delta\} \quad (12)$$

Wektor zawierający naprężenia $\{\psi_i\}$ odpowiadające i -tej postaci $\{\phi_i\}$ obliczany jest dla każdego elementu w układzie. Przemieszczenia modalne związane z postacią $\{\phi_i\}$ muszą być przetransformowane do lokalnego układu współrzędnych elementu.

Aby uwzględnić przesunięcie fazowe pomiędzy naprężeniami i przemieszczeniami powodowane przez liniowe tłumienie wewnętrzne należy przyjąć wektor naprężeń modalnych w postaci zespolonej [7]:

$$\{\tilde{\psi}_i\} = (1 + j\eta_i)\{\psi_i\} \quad (13)$$

gdzie η_i jest współczynnikiem tłumienia materiału. Dla i -tego modu zależy zwykle od postaci drgań i od częstotliwości. Zespolone przemieszczenia $\{\tilde{x}\}$ i naprężenia $\{\tilde{\sigma}\}$ obydwa odniesione do geometrycznego środka elementu, wymagane do wyznaczenia natężenia dźwięków strukturalnych są obliczane przez superpozycję modalną jako [7]:

$$\{\tilde{x}\} = [\phi]\{\tilde{q}\} \quad \{\tilde{\sigma}\} = [\tilde{\psi}]\{\tilde{q}\} \quad (14)$$

gdzie macierz $[\phi]$ zawiera wektory przemieszczeń jako kolumny, macierz $[\tilde{\psi}]$ zawiera wektory naprężeń $\{\tilde{\psi}_i\}$ jako kolumny, a $\{\tilde{q}\}$ jest rozwiązaniem równania (10).

Przez zastosowanie zespolonych przemieszczeń i naprężeń lub wypadkowych naprężeń, natężenia dźwięków strukturalnych można obliczyć z wzoru definicyjnego, równania (6) i (7), zależnie od typu elementu skończonego. Wielkości otrzymane są wielkościami wektorowymi. Ponieważ wymagane prędkości i naprężenia są określane w lokalnym układzie współrzędnych elementu, to oszacowana wartość natężenia dźwięków strukturalnych jest również odniesiona do tego samego układu współrzędnych. Przekształcenie wartości współrzędnych natężenia dźwięków strukturalnych do układu współrzędnych związanego z układem elementów skończonych można przeprowadzić na tej samej drodze jak dla każdej wielkości wektorowej przez zastosowanie macierzy przekształcenia zawierającej cosinusy kierunkowe lokalnego układu współrzędnych.

5. BADANIA BELKI WSPORNIKOWEJ Z KARBEM

Dla celów weryfikacji przydatności natężenia dźwięków strukturalnych do identyfikacji nieciągłości w elementach konstrukcyjnych przeprowadzono eksperyment polegający na analizie rozkładu wartości natężenia dźwięków strukturalnych w jednorodnej pryzmatycznej belce wspornikowej. Za przyjęciem takiego modelu przemawia jego prostota i łatwość weryfikacji innymi metodami.

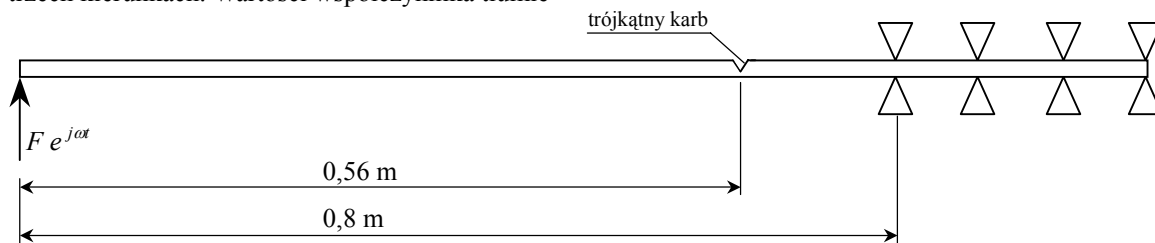
5.1. Model belki przyjęty do obliczeń

Do obliczeń przyjęto belkę o długości całkowitej 2,0 m, z czego długość belki do utwierdzenia wynosiła 0,8 m. Wymiary przekroju poprzecznego - 10x30 mm. Stałe materiałowe belki przyjęto następująco: moduł Younga - $2,1 \cdot 10^{11}$ Pa, współczynnik Poissona - 0,3, gęstość 7860 kg/m³. Utwierdzenie zamodelowano w postaci sprężystych podpór ze sprężynami w trzech wzajemnie prostopadłych kierunkach o wartości współczynnika sprężystości 10³ N/m. W belce wprowadzono trójkątny karb, nacięcie o kącie $\pi/6$ w odległości 0,56 m od swobodnego końca. Na swobodnym końcu belki przyłożono pionową siłę wymuszającą, w kierunku prostopadłym do płaszczy-

zny belki o wartości 10^3 N. Wymuszenie miało charakter harmoniczny o częstotliwości 50 Hz.

Tłumienie w zamocowaniu belki nie było uwzględniane w analizie modalnej. Zostało wprowadzone na etapie obliczeń zespolonych naprężeń i odkształceń w punktach zamocowania belki również w trzech kierunkach. Wartości współczynnika tłumie-

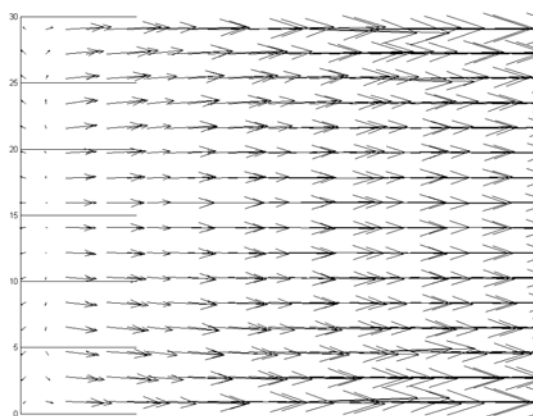
nia wiskotycznego wynosiły 10 Ns/m. Obliczenia zespolonych naprężeń i odkształceń oraz wartości natężenia dźwięków strukturalnych przeprowadzono przy zastosowaniu własnego programu wykorzystując wyniki analizy modalnej opracowanej metodą elementów skończonych.



Rys. 1. Model belki z karbem przyjęty do obliczeń

5.2. Wyniki obliczeń

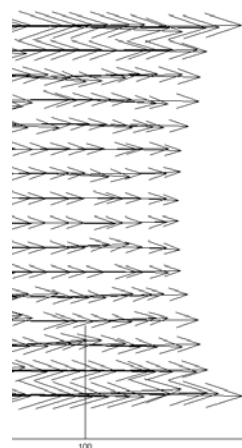
Obliczone rozkłady wektorów natężenia dźwięków strukturalnych dla belki utwierdzonej przedstawiono na Rys. 2 do 9. Dla przejrzystości rysunków nie zaznaczono na nich elementów skończonych z wyjątkiem Rys. 7, 8, i 9. Pokazano rozkłady w charakterystycznych obszarach belki. Z obserwacji rozkładu wektorów wynikają jasno położenia karbu i zamocowania z tłumieniem charakteryzujące się specyficznym sposobem zaburzenia przebiegu wektorów. W obszarach dalekich od miejsc wymuszenia, nacięcia i zamocowania charakter rozkładu wektorów wskazuje na jednorodny charakter przepływu energii.



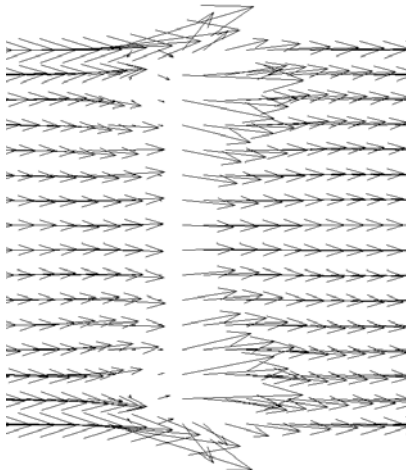
Rys. 2. Swobodny koniec belki.
Miejsce przyłożenia siły wymuszającej

Paraboliczny rozkład modułu wektorów natężenia w przekroju poprzecznym belki znajduje potwierdzenie w literaturze [14]. Analiza rozkładu pola wektorów w skali logarytmicznej Rys. 7, 8, 9, pozwala na szczegółową lokalizację miejsc wymuszenia i pochłaniania energii.

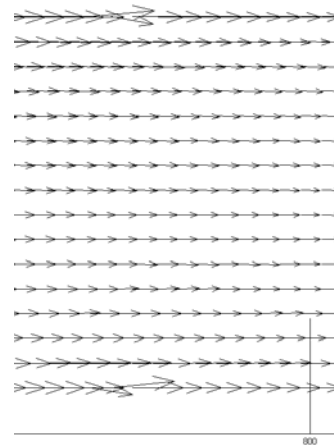
Rozkłady natężenia dźwięków strukturalnych podają jakościową charakterystykę zjawiska przenoszenia energii. Wprowadzenie dodatkowej miary w postaci całki z wartości wektora natężenia w kierunku prostopadłym do pewnej zamkniętej powierzchni np. przekroju poprzecznego pozwalają na ocenę ilościową przepływu energii tym samym na identyfikację jej dróg przenoszenia.



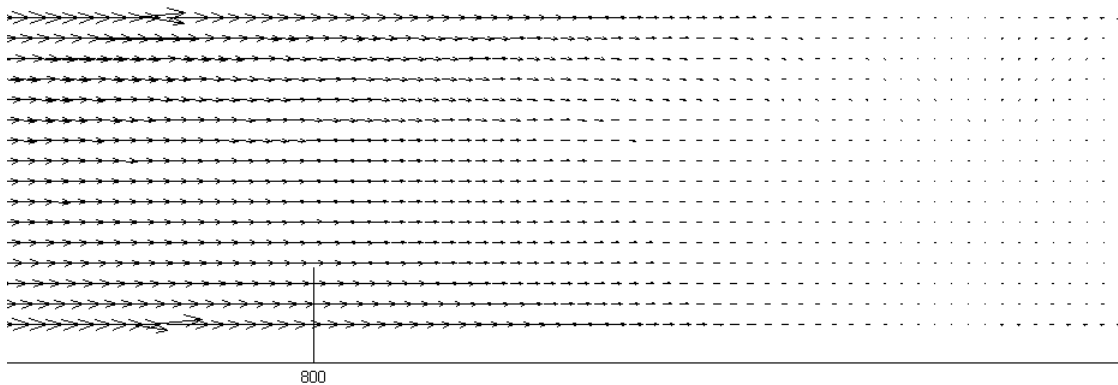
Rys. 3. Rozkład wektorów natężenia w
odległości 100 mm od swobodnego końca



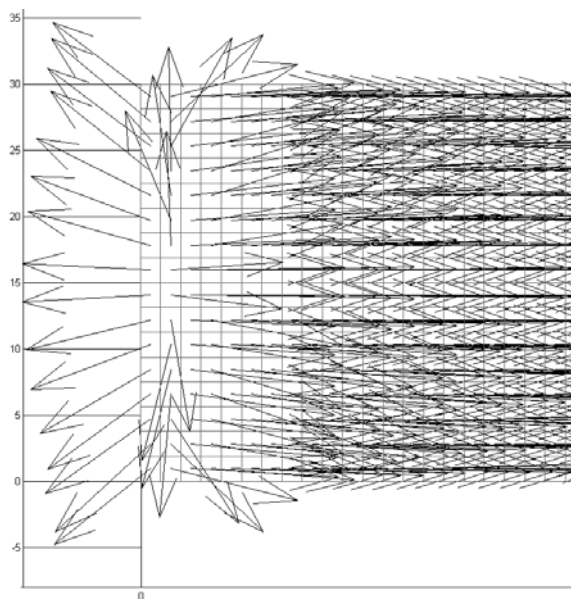
Rys. 4. Miejsce karbu – nacięcie belki



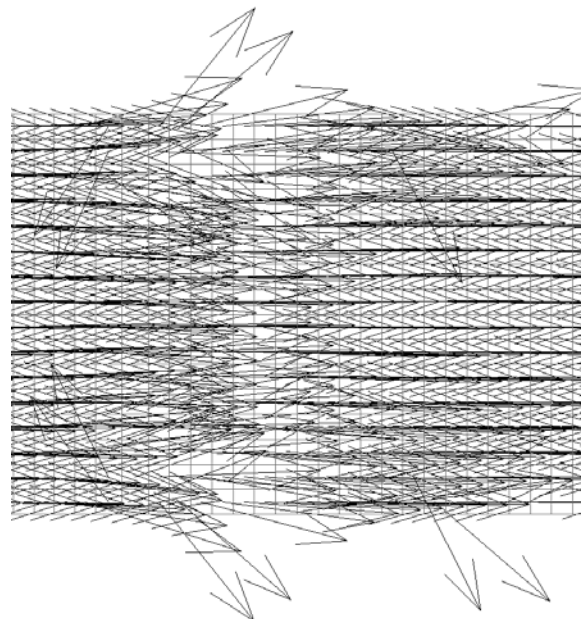
Rys. 5. Początek utwardzenia belki



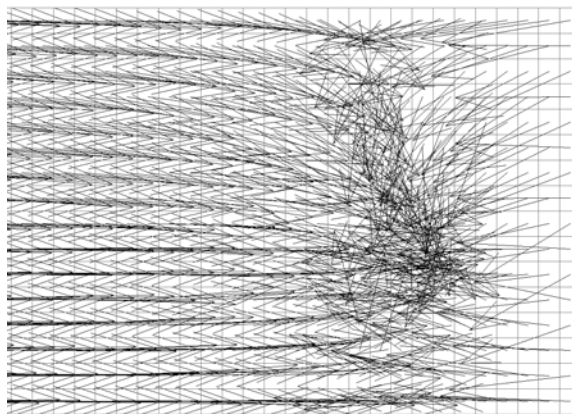
Rys. 6. Rozkład wektorów natężenia dźwięków strukturalnych w obszarze utwardzonego końca belki



Rys. 7. Swobodny koniec belki. Miejsce przyłożenia siły wymuszającej. Skala logarytmiczna dla wektorów



Rys. 8. Miejsce karbu – nacięcie belki. Skala logarytmiczna dla wektorów



Rys. 9. Rozkład wektorów natężenia dźwięków strukturalnych w obszarze utwierdzonego końca belki. Skala logarytmiczna dla wektorów

5. WNIOSKI

Przedstawiona metoda obliczeń natężenia dźwięków strukturalnych pozwala na znalezienie ich wartości dla wybranych częstości wymuszenia i określonej postaci drgań struktury [7]. Przedstawione zależności wiążą natężenie dźwięków strukturalnych oraz odkształcenia i obciążenia dla prostych elementów konstrukcyjnych: belek, płyt, powłok. Metoda wyznaczania wartości natężenia dźwięków strukturalnych bazuje obliczeniach przemieszczeń w węzłach i naprężeń w punktach wewnątrz elementów skończonych wyznaczonych metodą elementów skończonych. Wartości natężenia dźwięków strukturalnych obliczane są na podstawie zespolonych wartości parametrów modalnych uzyskiwanych drogą analizy modalnej z użyciem metody elementów skończonych. W obliczeniach uwzględniane jest tłumienie w układzie - rozproszone tłumienie wewnętrzne oraz skupione tłumienie zewnętrzne. Zastosowane podejście modalne przy pewnych ograniczeniach daje możliwość wyznaczenia wartości natężenia dźwięków strukturalnych na podstawie doświadczalnej analizy modalnej struktury.

Przedstawiony przykład analizy rozkładu wartości natężenia dźwięków strukturalnych dla pryzmatycznej belki wspornikowej wskazuje na przydatność tej metody do badań nieciągłości oraz dróg przenoszenia energii drganiowej. Możliwa jest zarówno analiza jakościowa polegająca na obserwacji rozkładów jak również analiza ilościowa na podstawie obliczonych wartości mocy w poszczególnych elementach struktury.

Do niedogodności przedstawionej metody należy zaliczyć jej słabą zbieżność. Liczba modów, które należy uwzględnić w obliczeniach natężenia dźwięków strukturalnych musi być odpowiednio dobrana. Zwykle do obliczeń pola przemieszczeń lub ich pochodnych liczba modów jest dobierana w ten sposób, że najwyższa częstość własna stosowana w obliczeniach jest kilka razy większa od częstości wymuszenia. Natężenie dźwięków strukturalnych jest wynikiem iloczynu naprężeń i prędkości drgań

w tych samych punktach struktury. Zatem gwałtowne zmiany naprężenia jakie występują np. w pobliżu punktów wymuszenia lub nieciągłości struktury nie mogą być wystarczająco dobrze opisane poprzez uwzględnienie jedynie ograniczonej liczby niższych postaci drgań. Stanowi to główne ograniczenie dokładności obliczeń opisywaną metodą. Dalsze prace powinny zmierzać w kierunku sposobu uwzględnienia wyższych postaci drgań.

Przedstawiona metoda analizy rozkładu natężenia dźwięków strukturalnych znajduje zastosowanie jako nowa metoda w diagnostyce uszkodzeń powstających w czasie eksploatacji struktur mechanicznych. Umożliwia badanie miejsc o szczególnej koncentracji przepływu energii drganiowej, które w konsekwencji narażone są na powstanie uszkodzeń mechanicznych w postaci pęknięć zmęczeniowych.

LITERATURA

- [1] Ahmida K. M., Pereira A. K. A.; Arruda J. R. F.: *Predicting the total structural intensity in beam structures using the spectral element method*. Internoise 1998, vol 2; 675-678
- [2] Bendat J. S., Piersol A. G.: *Random data*. John Wiley, New York, 1986, 2nd edition.
- [3] Carniel X., Pascal J. C.: *Caracteristiques de propagation et mesures du flux d'energie vibratoire dans les barres (Characteristics and measurements of the energy flow in beams) (in French)*. Proceedings of the Second International Congress on Acoustic Intensity, 23-26 September, 1985 Senlis, 211-217.
- [4] Ewins D. J.: *Modal Testing: Theory and Practice*. Letchworth, Herefordshire, UK, Research Studies Press. 1984
- [5] Fuller R. C.: *The effect of wall discontinuities on the propagation of flexural waves in cylindrical shells*. Journal of Sound and Vibration 1981 (75), 207-228.
- [6] Gavric L.: *Computation of structural intensity in thin-walled structures using fem techniques and modal approach*. Proc. of StruCoMe, 20-20

- November, 1990 Paris, 230-239,
- [7] Gavric L.: *Influence de modifications locales sur le flux d'énergie dans les structures a paroi mince (Influence of local modifications on energy flow in thin-walled structures)*. Ph.D. Thesis 1991, Université de Technologie de Compiègne, Compiègne.
- [8] Gavric L., Pavic G.: *Computation of structural intensity in beam-plate structures by numerical modal analysis using FEM*. Proc. of the Third International Conference on Intensity Techniques, 27-29 August, Senlis, 1991, 207-214.
- [9] Gavric L.: *Computation of structural intensity for a wide band excitation using normal mode approach*. Proc. of The 17 Internat. Sem. on Modal Analysis, 1992, vol 3; 193-206
- [10] Gavric L., Pavic G.: *A finite element method for computation of structural intensity by normal mode approach*. Journal of Sound and Vibration, 1993. Vol 164(1), 29-43
- [11] Gavric L.: *Evaluation of structural intensity in assembled structures by modal approach*. Internoise 1997, vol 2; 675-678
- [12] Gavric L., Carlsson U., Feng L.: *Measurement of structural intensity using a normal mode approach*. Journal of Sound and Vibration, 1997. Vol 206(1), 87-102.
- [13] Koike Y., Aramaki, C., Nakamura K., Ueha S.: *FEM aided structural intensity measurement method and its application to thick bodies*. Internoise 1998; vol 3; 1505-1508
- [14] Mandal N. K., Rahman R. A., Leong M. S.: *Estimation of structure-borne noise in plates for far field conditions using structural intensity method*. Internoise 1998, vol 2; 703-708
- [15] Noiseux D. U.: *Measurement of power flow in uniform beams and plates*. Journal of Acoustical Society of America 1970 (47), 238-247.
- [16] Pascal J. C., Loyau T., Mann J. A.: *Structural intensity from spatial Fourier transformation and BAHM acoustical holography method*. Proceedings of the Third International Congress on Intensity Techniques, 27-29 August 1990, Senlis, 197-204
- [17] Pavic G.: *Measurement of structure borne wave intensity, Part I: Formulation of the methods*. Journal of Sound and Vibration 1976, 49, 221-230.
- [18] Pavic G.: *Energy flow induced by structural vibrations of elastic bodies*. Proc. of the Third International Conference on Intensity Techniques, 27-29 August, Senlis, 1991, 21-28.
- [19] Pavic G.: *Vibroacoustical energy flow through straight pipes*. Journal of Sound and Vibration 1992 (154), 411-429.
- [20] Rasmussen P., Rasmussen G.: *Intensity measurements in structures*. Proceedings of the 11th International Congress on Acoustics, 1983 Paris 6, 231-234.
- [21] Romano A. J., Abraham P. B., Williams E. G.: *A Poynting vector formulation for thin shells and plates, and its application to structural intensity analysis and source localization, part I: theory*. Journal of the Acoustical Society of America 1990 (87), 1166-1175.
- [22] Romano, A. J., Williams, E. G., Russo K. L., Schuette L. C.: *On the instantaneous structural intensity in a thin cylindrical shell*. Internoise 1992, vol 139(10), 521
- [23] Schwenk, A. E., Sommerfeldt S. D., Hayek, S. I.: *Adaptive control of structural intensity associated with bending waves in a beam*. Journal of the Acoustical Society of America, 1994, vol 96(5), 2826
- [24] Skudrzyk E.: *Simple and complex vibratory systems*. The Pennsylvania State University Press, University Park and London, 1968:
- [25] Troshin A. G., Sanderson, M. A.: *Structural energy flow propagation in a T-shaped beam an evaluation of an intensity and a component mobility approach*. Acustica 1997, vol 83(3), 489-505
- [26] Williams E. G.: *Structural intensity in thin cylindrical shells*. Journal of the Acoustical Society of America 1991, 86(1), 1615-1622.
- [27] Verheij J. W.: *Cross-spectral density methods for measuring structure borne power flow on beams and pipes*. Journal of Sound and Vibration 1976 (70), 133-138.
- [28] Zienkiewicz O. C.: *The finite element method*. McGraw-Hill, London 1977, 3rd edition.



Dr inż. Jacek Cieślík

Ur. 10 września 1957 w Krakowie. Absolwent IX Liceum Ogólnokształcące w Krakowie. W latach 1976-1981 studia na Wydziale Maszyn Górniczych i Hutniczych AGH zakończone dyplomem magistra inżyniera. Praca doktorska nt. metod natężeniowych

w odniesieniu do wyznaczania mocy akustycznej obroniona w 1990 r. Od roku 1981 pracownik AGH, obecnie w Katedrze Robotyki i Dynamiki Maszyn. Dorobek naukowy obejmuje ponad 50 publikacji w tym 5 książek. Zainteresowania naukowe: mechanika, akustyka techniczna, teoria maszyn, mechatronika.

PODATNOŚĆ DIAGNOSTYCZNA UKŁADÓW HYDRAULICZNYCH MASZYN ROBOCZYCH

Henryk TYLICKI, Leszek SURÓWKA

Katedra Maszyn Roboczych i Pojazdów, Wydział Mechaniczny, Akademia Techniczno – Rolnicza

ul. S.Kaliskiego 7, 85-763 Bydgoszcz, e-mail: tylicki@atr.bydgoszcz.pl

Streszczenie

W opracowaniu przedstawiono problematykę wyznaczania podatności diagnostycznej urządzeń technicznych na przykładzie układu hydraulicznego maszyn roboczych i pojazdów. Zaprezentowano także algorytm wyznaczania cech podatności diagnostycznej w postaci ankiety.

Słowa kluczowe: ocena stanu, diagnozowanie układów hydraulicznych, podatność diagnostyczna, badania ankietowe.

DIAGNOSTICAL SUSCEPTIBILITY OF HYDRAULIC SYSTEMS OF WORKING MACHINES

Summary

In elaboration one represented problems of marking of gathering of diagnostics parameters for needs creation programmes and tests of estimation of technical state machines. One presented also algorithm of marking of diagnostical susceptibility features in form of questionnaire.

Keywords: state estimation, diagnosing of hydraulic systems, diagnostic susceptibility, poll research

1. CHARAKTERYSTYKA ZAGADNIENIA

Wymagania stawiane współczesnym maszynom roboczym wymuszają zastosowanie w ich wytwarzaniu osiągnięć wielu obszarów wiedzy. Dotyczy to wszystkich etapów istnienia maszyn - obejmuje zatem projektowanie i wytwarzanie maszyn, ich eksploatację, a także zagadnienia utylizacji maszyn wycofanych z eksploatacji. Etap projektowania nowych obiektów uwzględniać powinien szereg zagadnień z obszaru ekonomii, ergonomii, potencjału obsługowo - naprawczego i bezpieczeństwa. Istotną rolę w kształtowaniu w procesie projektowania układów hydraulicznych maszyn, ich jakości i niezawodności stanowią także zagadnienia podatności diagnostycznej

Według [1,3,5] podatność diagnostyczna obiektu (układu hydraulicznego) charakteryzuje jego przystosowanie do prowadzenia działań zmierzających do uzyskania informacji umożliwiającej wypracowanie decyzji diagnostycznej. Podatność diagnostyczna charakteryzuje wzajemne przystosowanie układu hydraulicznego z dostępnymi metodami i środkami diagnozowania. Pośród wielu wskaźników [1,3,5] opisujących podatność diagnostyczną układów hydraulicznych istotniejszymi, w aspekcie jakości pracy użytkowników (operatorami i pracownikami zaplecza obsługowego), są wskaźniki

technologicznej podatności diagnostycznej. Wskaźniki te wpływają na wskaźniki ekonomiczne eksploatacji maszyn.

Technologiczne wskaźniki podatności diagnostycznej mają bezpośredni związek z możliwościami wykorzystania eksploatatora. Wynika to z jego działań wpływających na trwałość i niezawodność maszyny poprzez jej właściwe użytkowanie, diagnozowanie i obsługiwanie. Bieżąca i wiarygodna ocena stanu technicznego pozwala na:

- a) reagowanie na wszelkiego rodzaju zakłócenia w procesie użytkowania maszyny;
- b) spełniania zaleceń wytwórcy maszyny w zakresie użytkowania i obowiązujących zakresów czynności diagnostyczno - obsługowych;
- c) analizę i wnioskowanie w zakresie możliwości użytkowania (w tym prognozowanie stanu technicznego maszyny z jednoczesnym wyznaczaniem terminów i zakresów jej kolejnego diagnozowania i obsługiwania); zagadnienie to z wielu względów jest istotne dla kierujących eksploatacją maszyny [4].

Zespoły układów hydraulicznych w eksploatacji ulegają zużyciu wymuszając procesy ich naprawy. Wskazuje na to analiza dokumentacji eksploatatorów i zakładów naprawczych układów hydraulicznych. Wynika z nich, że procentowy

udział uszkodzeń w układach hydraulicznych jest następujący:

- siłowniki ~ 35%;
 - pompy ~ 20%;
 - przewody elastyczne ~ 20%;
 - rozdzielacze ~ 15%;
 - pozostałe elementy ~ 10%.
- Charakter uszkodzeń w poszczególnych zespołach jest zróżnicowany i stanowią o tym wyniki oddzielnych analiz [4]. Wyniki te wskazują na szerokie spektrum uszkodzeń układów hydraulicznych. Ich pełna identyfikacja w procesie eksploatacji maszyn możliwa jest przy wykorzystaniu szerokiego zestawu, w tym znanych już narzędzi diagnostycznych. Pełna i wiarygodna diagnoza układu hydraulicznego nie jest możliwa przy zastosowaniu tylko metod organoleptycznych. Pozwala to na uniknięcie szeregu zagrożeń obejmujących bezpieczeństwo i względy ekonomiczne.

Niestety, jedną z podstawowych i najczęściej stosowanych metod oceny stanu technicznego układów hydraulicznych jest organoleptyczna ocena procesów roboczych i stanów objawiających się np. wyciekami cieczy roboczej. Ujęcie takie nie pozwala na lokalizację zaistniałych wewnętrznych uszkodzeń maszyny. W większości nie pozwalają na to też instalowane w maszynach roboczych pokładowe systemy diagnostyczne, bowiem zapewniają w zasadzie tylko pomiar wartości niektórych parametrów diagnostycznych, na podstawie których wiarygodność ustalonej diagnozy jest niewystarczająca. Bywa i tak, że skomplikowane układy hydrauliczne w istocie nie posiadają żadnego systemu diagnostycznego.

Reasumując można stwierdzić, że jakość bieżącej oceny stanu technicznego układu hydraulicznego jest funkcją jego podatności diagnostycznej. Podatność tę, jak już wspomniano, charakteryzują między innymi technologiczne wskaźniki podatności diagnostycznej.

Przedstawione i zdefiniowane w literaturze [1,2,4] grupy wskaźników zawierają szereg formuł umożliwiających ilościowe ujęcie podatności diagnostycznej układów hydraulicznych. Możliwe jest to jednak przy zastosowaniu odpowiednich narzędzi aparatu matematycznego wspomaganych odpowiednimi implementacjami. Badania takie mogą być realizowane tylko poprzez wysoko wykwalifikowaną kadrę specjalistów. Stąd też podjęto próbę oszacowania podatności diagnostycznej układów hydraulicznych poprzez realizację stosownych badań ankietowych. Uznano, iż obszar badań stanowić będą układy hydrauliczne powszechnie stosowanych maszyn roboczych i niektórych pojazdów. Uznano, że badania dotyczyć będą technologicznych wskaźników podatności diagnostycznej

2. BADANIE PODATNOŚCI DIAGNOSTYCZNEJ UKŁADÓW HYDRAULICZNYCH

Podstawę do wyznaczenia cech podatności diagnostycznej stanowią:

- a) model diagnostyczny układów hydraulicznych;
- b) algorytmy kontroli stanu technicznego i lokalizacji uszkodzeń.

Model diagnostyczny układów hydraulicznych dla wspomnianych potrzeb powinien wiarygodnie odzwierciedlać stan techniczny układu hydraulicznego maszyny roboczej, opisany przez zmieniające się parametry diagnostyczne.

Uwzględniając powyższe przyjęto, że modelem diagnostycznym dla potrzeb podjętego badania będzie macierz diagnostyczna MD_{UH} [2,4]:

$$MD_{UH}: Y = f(X)$$

$$MD_{UH}(i,j) \in [MD_{UH}(i,j)]_{k \times m} \quad (1)$$

gdzie: Y – zbiór parametrów diagnostycznych,
 X – zbiór stanów układu hydraulicznego maszyny roboczej,
 $MD_{UH}(i,j)$ – element macierzy diagnostycznej MD_{UH} .

Przykładem powyższej macierzy jest macierz diagnostyczna układu hydraulicznego koparki 1611BRAWAL – UNIKOP (tab.1).

Algorytmy kontroli stanu i lokalizacji uszkodzeń układów hydraulicznych obejmują różne zakresy oddziaływań i poziomy szczegółowości.

Są to:

- a) algorytmy KS i LU obejmujące cały UH (wykorzystuje się metody organoleptyczne);
- b) algorytmy KS i LU obejmujące określone bloki (wykorzystuje się metody organoleptyczne);
- c) algorytmy KS i LU obejmują określone bloki, zespoły (wykorzystuje się przyrządowe techniki pomiarowe).

Wstępnie uznano, że respondentami będą bezpośredni eksploataccy układów hydraulicznych. Uwzględniając powyższe oraz możliwości percepcji większości bezpośrednich eksploatorów układów hydraulicznych opracowano ankietę i sformułowano warunki realizacji badań sondażowych. Pytania w ankiecie odnosiły się do diagnostycznej podatności technologicznej. W ankiecie zamieszczono stosowne wskazówki ułatwiające pracę biorącym udział w sondażu. Wskazówki te w różny, ale przystępny, sposób zwracały uwagę respondentów na najistotniejsze zagadnienia związane z ocenianymi wskaźnikami podatności diagnostycznej. Problemy sporne i niejasne dla respondentów wyjaśniała osoba prowadząca badania. Respondentom zagwarantowano pełną swobodę i wymaganą anonimowość wypowiedzi.

Tabela 1. Macierz diagnostyczna układu hydraulicznego koparki 1611 Brawal - Unikop

STAN	PARAMETR DIAGNOSTYCZNY												
	Lp	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
		Prędkość ruchu elementów roboczych											
		Czas ruchu elementów roboczych											
		Długość ruchu elementów roboczych											
		Opóźnienia ruchu elementów											
		Ciśnienie oleju											
		Miar sygnału wibroakustycznego											
		Parametry kształtu elementów (długość, szerokość itd.)											
		Ilość oleju w układzie											
		Ilość(masa) zanieczyszczeń w filtrze oleju											
		Ilość zanieczyszczeń w obszarze dźwigni sterowania											
		Temperatura oleju											
		Opór przepływu w filtrze oleju											
Nieszczelność złączy bloku wykonawczego	1	1	1	1	0	1	1	0	1	0	0	0	0
Nieszczelność złączy bloku sterowania	2	1	1	1	1	1	1	0	1	0	0	0	0
Nieszczelność rozdzielaczy	3	1	1	1	1	1	1	0	1	0	0	0	0
Nieszczelność zbiornika oleju	4	0	0	0	0	1	0	0	1	0	0	0	0
Zanieczyszczenie filtru oleju	5	0	0	0	0	1	0	0	0	1	0	0	1
Niewłaściwe tłumienie tłoczyk siłowników	6	0	0	0	1	0	1	0	0	0	1	0	0
Uszkodzenie napędu narzędzia roboczego koparki	7	1	1	1	0	1	0	1	0	0	0	1	0
Uszkodzenie zespołu blokowania położenia narzędzia	8	1	1	1	1	1	0	0	0	0	0	0	0
Uszkodzenie napędu układu jezdnego koparki	9	1	1	0	0	1	0	0	0	0	0	1	0
Uszkodzenie układu napędowego wózka roboczego koparki	10	1	1	1	0	1	0	0	0	0	0	0	0
Uszkodzenie przewodów elastycznych	11	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0	0	0
Uszkodzenie połączeń mechanicznych zespołów sterowania i wykonawczych	12	0	0	0	0	0	1	1	0	0	0	0	0
Zanieczyszczenie pulpitu dźwigni sterowania	13	1	1	1	1	1	0	0	0	0	1	0	0

Badania prowadzono wśród wyselekcjonowanych respondentów według założonych kryteriów:

- respondentami byli operatorzy i pracownicy zaplecza technicznego bezpośrednio obsługujący układy hydrauliczne;
- respondenci mieli opinię pracowników solidnych, zrównoważonych, dobrze znających opiniowane układy hydrauliczne oraz przejrzyste i logicznie wyrażającego swoje poglądy;
- staż pracy respondentów wynosił co najmniej trzy lata;
- warunki pracy respondentów (i sprzętu) nie odbiegały od ogólnie przyjętych za przeciętnie normalne w warunkach krajowych.

Przestrzegano też następujących warunków:

- o celu i zakresie badań z odpowiednim wyprzedzeniem powiadomiony był właściciel i bezpośredni eksploatacja maszyny (respondent: operator, pracownik zaplecza technicznego);
- właściciel i respondent wyrażali swoją wolę w uczestniczeniu w badaniu przed ich realizacją;
- czas prowadzenia badania ustalono tak, aby nie kolidował z interesami właściciela i respondenta;
- na życzenie biorących udział w badaniu zachowane zostały w wyznaczonym przez nich zakresie warunki tajemnicy obejmującej nazwy

sprzętu i inne informacje dotyczące właścicieli, dane personalne uczestników badania itp.

Badania dotyczyły różnego rodzaju maszyn, w których układy hydrauliczne mają istotny wpływ na możliwości ich wykorzystania. Były to ciągniki i maszyny rolnicze, maszyny drogowe, maszyny budowlane, samochody i gąsienicowe wozy bojowe.

Badania sondażowe, wśród 45 respondentów, przeprowadzili autorzy i współpracownicy autorów referatu. Respondenci komentowane przez

wskazówki zawarte w ankietach kryteria podatności diagnostycznej oceniali poprzez nadanie odpowiednich wartości wskaźników, odpowiadających tym kryteriom, używając liczb w przedziale wartości:

0 – 10, przy czym liczba 10 oznaczała ocenę najwyższą.

Wyniki sondażu w postaci odpowiednich kryteriów i odpowiadających im średnim wartościom wskaźników w_j przedstawiono w tabeli 2.

Tabela 2. Wartości wskaźników podatności diagnostycznej układów hydraulicznych.

Lp.	Kryterium podatności diagnostycznej	w_j
1	Dostęp do miejsc diagnozowania	5,85
2	Diagnozowanie bez demontażu	5,90
3	Pracochłonność diagnozowania	4,45
4	Łatwość podłączania środków diagnozy	5,30
5	Dostęp do uszkodzonych elementów	4,30
6	Kompleksowość diagnozowania	5,35
7	Skuteczność (pewność) diagnozowania	5,70
8	Dogłębność diagnozowania	5,75
9	Komfort (dogodność, ergonomiczność) pracy	4,65
10	Oczujnikowanie UH na etapie wytwarzania	3,75
11	Unifikacja punktów pomiarowych (gniazd diagnostycznych)	5,45
12	Ilość punktów pomiarowych i ich usytuowanie	5,10
13	Bezpieczeństwo operatora i otoczenia	5,77

Przedstawiony wyniki wskazują, że pomiędzy wymaganiami stawianymi konstrukcjom układów hydraulicznych a wymaganiami określanymi przez bezpośrednich eksploatorów tych maszyn istnieje rozbieżność. Powodowane jest to wieloma czynnikami, do których prawdopodobnie można zaliczyć możliwości producentów układów hydraulicznych. Możliwości te to prawdopodobnie stan wiedzy generowanej przez bezpośrednich eksploatorów maszyn, mentalność konstruktorów oraz warunki ekonomiczne dyktowane w znacznej mierze przez potencjalnych nabywców maszyn. W efekcie produkowany sprzęt ze względu na swoją jakość określaną również podatnością diagnostyczną w znacznej mierze odbiega od wymagań coraz powszechniej uznawanych za oczywiste.

3. PODSUMOWANIE

Przegląd problematyki podatności diagnostycznej układów hydraulicznych maszyn roboczych oraz wyniki przeprowadzonych badań ankietowych pozwalają na sformułowanie następujących wniosków:

1. Stosowane obecnie procedury diagnozowania układów hydraulicznych, z uwagi na niską podatność diagnostyczną układów, nie wykorzystują prawie całkowicie informacji generowanych przez zachodzące w układach procesy fizyko – chemiczne, np. zmiany wartości ciśnień cieczy roboczej, zmiany wartości temperatury cieczy roboczej, zmiany wartości rezystancji cieczy roboczej i inne.

2. Konieczność zwiększenia podatności diagnostycznej układów hydraulicznych, wyrażonej, np. poprzez wzrost poziomu oczujnikowania i zastosowanie pokładowego systemu diagnostycznego powinno zwiększyć efektywność i bezpieczeństwo eksploatacji maszyn roboczych.

3. Analiza wyników ankiety oceny podatności diagnostycznej pozwala stwierdzić, że wszystkie z ocenianych cech podatności diagnostycznej układów hydraulicznych mieszczą się w przedziale 3.5 – 6 punktów w skali 0 – 10, co jest poniżej wymagań stawianych przez eksploataatorów maszyn roboczych.

4. Układy hydrauliczne nowoczesnych maszyn roboczych charakteryzują się większą podatnością diagnostyczną, np. poprzez stosowanie gniazd pomiarowych ciśnienia cieczy roboczej. Jednak w dalszym ciągu analizowane układy hydrauliczne charakteryzuje trudny dostęp do uszkodzonych elementów, co utrudnia ich diagnozowanie na poziomie lokalizacji uszkodzeń jak i również ewentualną naprawę.

[2] Chalamoński M.: Diagnostowanie układów hydraulicznych maszyn roboczych, Akademia Techniczno - Rolnicza, Bydgoszcz 1999.

[3] Niziński S.: Elementy diagnostyki technicznej, Leksykon diagnostyki technicznej, Wydawnictwo Uczelniane Uniwersytetu warmińsko – Mazurskiego, Olsztyn 2000.

[4] Tylicki H., Surówka L.: Identyfikacja rozpoznawania stanu technicznego układów hydraulicznych. Materiały III Międzynarodowej Konferencji Naukowo – Technicznej "MOTROL 2001. Nałęczów 2001.

[5] Żółtowski B., Ćwik Z.: Leksykon diagnostyki technicznej, Wydawnictwo Uczelniane Akademii Techniczno – Rolniczej, Bydgoszcz 1996.

LITERATURA

- [1] Ćwik Z.: Analiza wyznaczania wskaźników podatności diagnostycznej maszyn, Akademia Techniczno – Rolnicza, Bydgoszcz 1994.



Mgr inż. **Leszek Surówka** jest starszym wykładowcą – kierownikiem przedmiotu Pojazdy Gąsienicowe w Centrum Szkolenia Czołgowo – Samochodowego w Pile. Jest autorem 20 opracowań i publikacji z zakresu eksploatacji pojazdów mechanicznych. Stworzył wiele pomocy dydaktycznych mających zastosowanie w szkolnictwie wojskowym. Jest członkiem PTDT i SIMP. Główne jego prace dotyczą zagadnień diagnozowania i obsługi układów hydraulicznych. W 2000r. wszczął przewód doktorski na Wydziale Mechanicznym Akademii Techniczno – Rolniczej w Bydgoszczy.

na temat „Badanie stanu technicznego układów hydraulicznych pojazdów”.



Dr hab. inż. **Henryk Tylicki** – prof. nadzw. ATR jest kierownikiem Pracowni Diagnostyki Maszyn w Katedrze Maszyn Roboczych i Pojazdów Akademii Techniczno – Rolniczej w Bydgoszczy. Jest autorem wielu opracowań i publikacji z zakresu diagnostyki technicznej i eksploatacji maszyn. Jest członkiem PTDT, Zespołu Diagnostyki SPE KBM PAN oraz Komisji Motoryzacji i Energetyki Rolnictwa PAN, Oddział w Lublinie. Współpracuje z wieloma ośrodkami naukowymi w kraju i zagranicą. Główne prace opublikowane: *Optymalizacja procesu prognozowania stanu technicznego pojazdów mechanicznych* (1998), *Diagnostyka samochodów osobowych i ciężarowych (współautor)* (1999), *Osprzęt elektryczny pojazdów mechanicznych (współautor)* (2000). Jest organizatorem wielu seminariów i cyklicznych konferencji: „Forum Młodych” i „Diagnostyka Maszyn Roboczych i Pojazdów”.

REDUKCJA INFORMACJI DIAGNOSTYCZNEJ W ROZPOZNAWANIU STANU MASZYN

Henryk TYLICKI

Katedra Maszyn Roboczych i Pojazdów, Wydział Mechaniczny, Akademia Techniczno – Rolnicza
ul. S.Kaliskiego 7, 85-763 Bydgoszcz, e-mail: tylicki@atr.bydgoszcz.pl

Streszczenie

W opracowaniu przedstawiono problematykę wyznaczania zbioru parametrów diagnostycznych dla potrzeb tworzenia programów i testów oceny stanu technicznego maszyn. Zaprezentowano algorytm wyznaczania optymalnego zbioru parametrów diagnostycznych na przykładzie zespołów układu zasilania w energię elektryczną instalacji elektrycznej pojazdu mechanicznego.

Słowa kluczowe: informacja diagnostyczna, stan maszyn, parametr diagnostyczny.

THE REDUCTION OF DIAGNOSTICS INFORMATION IN RECOGNIZING OF STATE MACHINES

Summary

In the paper there was presented issues on establishing the set of diagnostic parameters for needs of creation of programs and estimation tests of machine technical states. The algorithm of estimating of diagnostic parameters optimum on an example of vehicle wiring was described.

Keywords: diagnostic information, machine state, diagnostic parameter.

1. WPROWADZENIE

Intensywny rozwój urządzeń technicznych o coraz wyższym poziomie konstrukcyjnym i technologicznym stworzył wiele problemów natury technicznej i organizacyjnej. Jednym z tych problemów jest zapewnienie szybkiej i wiarygodnej informacji o stanie technicznym obiektu. Osiągnięcie tego celu jest możliwe pod warunkiem dostarczenia użytkownikowi efektywnych i optymalnych programów diagnozowania. Jednym z ważniejszych problemów występujących w trakcie budowy tych programów jest problem określenia optymalnego zbioru parametrów diagnostycznych obiektu.

2. CHARAKTERYSTYKA ZAGADNIENIA

Parametry stanu technicznego obiektu $\bar{W}$ są wielkościami zmiennymi w czasie $\bar{W} = \bar{W}(\Theta)$, bowiem zależą od przebiegu procesów wymuszających starzenie. Zostało ustalone [1], że parametry diagnostyczne mogą odzwierciedlać stan techniczny urządzeń i zależą od zmian parametrów stanu i czasu :

$$\bar{Y} = \bar{Y}(\bar{W}, \Theta) \quad (1)$$

stąd określenie ich umożliwia rozpoznanie stanu technicznego obiektu.

Zbiór parametrów diagnostycznych Y wyróżnia się ze zbioru parametrów wyjściowych Y_{WY} , które opisują przebieg procesów wyjściowych (procesy robocze i towarzyszące), zależnych od stanu technicznego obiektu :

$$\bar{Y}_{WY} = \bar{Y}_{WY}(\bar{W}, \Theta) \quad (2)$$

Wzajemny związek parametrów stanu $\bar{W}$ i parametrów wyjściowych pozwala przy spełnianiu podanych poniżej warunków, parametry wyjściowe $y_{WYJ} \in Y_{WY}$ wstępnie traktować jako parametry diagnostyczne oraz określić punkty pomiarowe w obiekcie technicznym.

Warunkami tymi są [2,3]:

1. Warunek jednoznaczności - każdej wartości parametru stanu $W_i \in \bar{W}$ odpowiada tylko jedna zdeterminowana wartość parametru wyjściowego $y_{WYJ} \in Y_{WY}$

$$\frac{dy_{WYJ}}{dW_i} \neq 0 \quad (3)$$

2. Warunek szerokości pola zmian - największa względna zmiana wartości parametru wyjściowego $y_{WYJ} \in Y_{WY}$ dla zadanej wartości parametru stanu $W_i \in \bar{W}$

$$\max_j \left(\frac{dy_{WYJ}}{dW_i} \right) \quad (4)$$

3. Warunek dostępności pomiaru parametru wyjściowego - charakteryzuje się poprzez wskaźnik kosztu pomiaru c_j lub czasu pomiaru t_j , przy czym narzuca się minimalizację tych wskaźników :

$$\min_j(c_j) \quad (5)$$

$$\min_j(t_j)$$

4. Warunek mierzalności.
 Warunek formułuje się dla funkcji $\bar{Y}_{WY} = \bar{Y}_{WY}(\bar{W}, \Theta)$. Dowolna funkcja parametrów stanu jest zależna od $W_1, W_2, \dots, W_n$ oraz Θ . Ograniczono się jednak do omówienia teorii miary zbiorów płaskich a więc dla $\bar{Y} = \bar{Y}(W_1, W_2)$, gdyż konstrukcja i dowody dla wyższych wymiarów są podobne.

Korzysta się przy tym z opisu własności funkcji jednej zmiennej $\bar{Y} = \bar{Y}(W_1)$.

Twierdzi się wówczas, że funkcja $\bar{Y}(W_1)$ jest mierzalna, jeżeli dla każdego k mierzalny jest zbiór $[1,2]$:

$$\{W_1: Y_j(W_1) < K\} \quad (6)$$

Spełnienie warunków $1 \wedge 2 \wedge 3 \wedge 4$ wyróżnia wstępnie ze zbioru Y_{WY} zbiór parametrów diagnostycznych Y . W celu dokładniejszego wyróżnienia zbiorów $Y \subset Y_{WY}$ stosuje się następujące kryteria wyboru $d_y \in D_y$ oraz procedury wyboru $\varphi_y \in \Phi_y$:

1. d_{y1} - kryterium minimalnego błędu diagnozy, wyróżnia te parametry, które charakteryzują się minimalnym błędem diagnozy;
2. d_{y2} - kryterium maksymalnej wrażliwości, wyróżnia te parametry, które charakteryzują się maksymalną wrażliwością na zmianę stanu technicznego obiektu;
3. d_{y3} - kryterium maksymalnej rozróżnialności stanów, wyróżnia te parametry, które charakteryzują się maksymalną rozdzielczością między stanami technicznymi obiektu.

Dla tak określonych kryteriów formułuje się odpowiednio procedury :

1. φ_{y1} - procedura wyboru parametrów diagnostycznych wg minimalnego błędu diagnozy.
2. φ_{y2} - procedura wyboru parametrów wg maksymalnej wrażliwości.
3. φ_{y3} - procedura wyboru parametrów wg maksymalnej rozróżnialności stanów.

3. METODY WYBORU PARAMETRÓW DIAGNOSTYCZNYCH

3.1. Wybór parametrów diagnostycznych metodą minimalnego błędu diagnozy

Istotą tej metody jest określenie błędu diagnozy, tzn. obszaru „przykrycia” funkcji gęstości prawdopodobieństw warunkowych parametru $y_j \in Y$ określanego przez Serdakowa [1] zależnością :

$$D = P\left(\frac{S_1}{y_j}\right) \cdot Q_1 + P\left(\frac{S_2}{y_j}\right) \cdot Q_2 \quad (7)$$

zaś prawdopodobieństwo błędu I rodzaju polegającego na zaliczeniu obiektu będącego w stanie zdadności S_1 do stanu niezdadności S_2

$$Q_1 = \int_{y_{gr}}^{+\infty} f\left(\frac{y_j}{S_1}\right) dy_j \quad (8)$$

oraz prawdopodobieństwo błędu II rodzaju polegające na zaliczeniu obiektu będącego w stanie niezdadności S_2 do stanu zdadności S_1

$$Q_2 = \int_{-\infty}^{y_{gr}} f\left(\frac{y_j}{S_2}\right) dy_j \quad (9)$$

Następnie wybór „najlepszego” parametru $y^* \in Y$ poprzez minimalizację błędu diagnozy:

$$y^* = \min_j(D_j) \quad (10)$$

Wybór parametrów diagnostycznych według przedstawionej metody sprowadza się wówczas do :

1. Analizy jakościowej parametrów, polegającej na :
 - badaniu istotności zmian wartości parametrów przy zmianie stanu technicznego obiektu,
 - wyznaczaniu i szacowaniu wartości granicznych y_{gr} według kryterium najmniejszego ryzyka Bayesa przy założeniu wartości kosztów błędów I i II rodzaju.
2. Analizy ilościowej, która polega na wyborze parametrów pod kątem kryterium minimalnego błędu diagnozy.

W wyniku realizacji metody uzyskujemy zbiór parametrów diagnostycznych, którego elementy charakteryzują się dobrymi własnościami rozdzielczymi oraz określone są przedziały ich zmian przy zmianie stanu technicznego obiektu i wartości graniczne $y_{grj}(y_{grd}, y_{grg})$ wraz z błędami diagnozy.

3.2. Wybór parametrów diagnostycznych metodą maksymalnej wrażliwości

Istota tej metody polega na tym, że ze zbioru parametrów Y wybiera się takie, które charakteryzują się największą wartością wskaźnika wrażliwości parametru a_j , który definiuje się jako [2]:

$$a_j = \frac{k_j}{c_j} \quad (11)$$

gdzie: a_j - wskaźnik wrażliwości parametru
 k_j - liczba informacji o zmianie stanu technicznego obiektu:

$$k_j = \sum_{i=1}^k M[i, j]; \quad i = \overline{1, K}, \quad j = \overline{1, K} \quad (12)$$

Wówczas:

$M[i, j]=1$, gdy $y_j \in Y$ zmienia się istotnie w przypadku wystąpienia $s_i \in S$

$M[i, j]=0$, gdy $y_j \in Y$ nie zmienia się istotnie w przypadku wystąpienia $s_i \in S$

c_j - koszt sprawdzenia wartości parametru $y_j \in Y$; $c_j \in [1, 100]$

Wybór „najlepszego” parametru $y \in Y$ sprowadzi się wówczas do określenia maksymalnej wartości a_j , czyli

$$y^* = \max_j (a_j) \quad (13)$$

Następnie dla tak wybranych parametrów diagnostycznych należy określić wartości graniczne y_{gr}^* o ile nie podaje ich producent $y_{gr}^* \in Y_{gr}$.

W wyniku realizacji tej metody uzyskuje się zbiór parametrów diagnostycznych, którego elementy charakteryzują się największą wrażliwością na wystąpienie stanów technicznych obiektu oraz określone są przedziały ich zmian oraz wartości graniczne $y_{gr}^*(y_{grd}^*, y_{grg}^*)$ wraz z błędami diagnozy.

3.3. Wybór parametrów diagnostycznych metodą maksymalnej rozróżnialności stanów obiektu

Istota tej metody polega na wyborze takich parametrów diagnostycznych, których wartości dla poszczególnych stanów technicznych obiektu, przy zadanym poziomie ufności α są najbardziej rozróżnialne. W przypadku wyboru parametru do programu kontroli zdadności obiektu rozróżnialność stanów definiuje się jako „odległość”

$d(t_1(y_j), t_i(y_j))$ między przedziałami ufności parametru $y_j \in Y$ w stanie zdadności $s_o \in S$ i w stanie niezdatności $s_i \in S$, czyli wybór „najlepszego” sprowadzi się do wyboru takiego $y^* \in Y$, który spełnia relację [2]:

$$y_{DKZ}^* = \max_{j=1, m} \min_{i=1, k} [d(t_o(y_j), t_i(y_j))] \quad (13)$$

W przypadku wyboru parametrów do lokalizacji uszkodzeń w obiekcie rozróżnialność stanów charakteryzuje się jako „odległość”:

$$d(t_1(y_j), t_n(y_j)) \quad (14)$$

między przedziałami ufności parametru $y_j \in Y$

dla stanu niezdatności $s_i \in S$ i stanu niezdatności $s_n \in S$, czyli wybór parametru najlepszego sprowadzi się do wyboru takiego $y^* \in Y$, który spełnia relację:

$$y_{DLU}^* = \max_{j=1, m} \min_{l=1, k} \min_{n=1, k} [d(t_1(y_j), t_n(y_j))] \quad (15)$$

W wyniku realizacji tej metody uzyskuje się zbiór parametrów diagnostycznych, którego elementy charakteryzują się największą rozróżnialnością stanów dla programu kontroli zdadności obiektu $\hat{D}_{KZ}$ jak i też dla programu lokalizacji uszkodzeń $\hat{D}_{LU}$. Ponadto określone zostają wartości graniczne y_{grg} , y_{grd} wybranych parametrów diagnostycznych.

4. PRZYKŁAD LICZBOWY

Obiektem badań były zespoły układu zasilania w energię elektryczną instalacji elektrycznej samochodu STAR 200. Badania eksperymentalne przeprowadzono na 10 samochodach produkcji seryjnej, o przebiegu 1000÷50000 km [1].

Dobór zastosowanej do pomiarów aparatury pomiarowej był uwarunkowany celem badania, który wymaga rejestrowania wartości parametrów wyjściowych w funkcji zmian stanu technicznego obiektu. Do określenia wartości parametrów wyjściowych wykorzystano układy pomiarowe, których dokumentacja i warunki techniczne pomiarów przedstawione są w opracowaniu [2].

4.1. Badanie wpływu stanu technicznego obiektu na wartości parametrów diagnostycznych.

4.1.1. Określenie zbioru stanów S_D

Podstawą do określenia zbioru stanów obiektów jest zbiór wszystkich możliwych stanów obiektów $\Delta = \{\Delta_i\}$ i procedura wyboru stanów $\hat{\phi}_s$, według której tworzy się zbiór stanów obiektu $S = \{S_i\}$

$$S_D = \{S_i : \hat{\phi}_s\} \quad (16)$$

Określenie zbioru Δ dokonano na podstawie wyników badań [1]. Przy różnych charakterach uszkodzenia dla jednego zespołu wyszczególniono je określając zarazem prawdopodobieństwa ich występowania (w nawiasie).

Układ zasilania w energię elektryczną

a. Akumulator:

- mała zdolność rozruchowa - (0,250),
- chemiczne lub mechaniczne zanieczyszczenia elektrolitu - (0,010),
- utlenienie płyt - (0,250),
- zasiarczenie płyt - (0,250),
- odwrócenie biegunowości - (0,010),
- wykruszenie masy czynnej - (0,020),
- uszkodzenie mechaniczne akumulatora - (0,020),
- zwarcie między płytami - (0,020),
- nieszczelność obudowy akumulatora - (0,050),
- niski poziom elektrolitu - (0,350).

b. Alternator

b1. Twornik alternatora:

- przerwa uzwojenia twornika - (0,250),
- zwarcie międzyzwojowe - (0,250),
- zwarcie międzyfazowe - (0,250),
- zwarcie uzwojenia do masy - (0,250),

b2. Wirnik alternatora:

- przerwa uzwojenia wirnika - (0,250),
- zwarcie uzwojenia wirnika - (0,250),
- słaby docisk szczotek do pierścieni - (0,060),
- uszkodzenie łożysk wirnika - (0,050),
- uszkodzenie paska klinowego - (0,050),
- zakleszczenie się szczotek w trzymadłach - (0,040).

b3. Prostownik alternatora:

- przerwa diody - (0,300),
- zwarcie diody - (0,300),
- uszkodzenie zacisków - (0,200),
- uszkodzenie osadzenia diody - (0,100),
- zwarcie płytki radiatora z masą - (0,100).

c. Regulator napięcia:

- przerwa w obwodzie regulatora - (0,400),
- zwarcie w obwodzie regulatora - (0,200),
- uszkodzenie zacisków regulatora - (0,150),
- uszkodzenie diody Zenera - (0,150),
- uszkodzenie tranzystora pomiarowego - (0,150).

d. Odłącznik akumulatora:

- uszkodzenie styków odłącznika - (0,400),

- przerwa w uzwojeniu elektromagnesu - (0,060),
- zwarcie uzwojenia elektromagnesu - (0,150),
- uszkodzenie włącznika odłącznika - (0,150),
- uszkodzenie zacisków odłącznika - (0,150),
- uszkodzenie bezpieczników odłącznika - (0,090).

Przyjmując następnie procedurę $\hat{\phi}_s$ określono odpowiednio zbiór stanów $S = \{S_i\}$ w obiekcie. Prawdopodobieństwa stanów niezdatności występujących w elementach obiektu określono, uwzględniając prawdopodobieństwa wystąpienia uszkodzeń tych elementów, wg zasady :

$$p(S_o) = 0.5$$

$$\sum_{i=1}^k p(S_i) \leq 0.5 \quad (17)$$

Układ zasilania w energię elektryczną

a. Akumulator

- s_1 - nieszczelność obudowy - (0,025),
- s_2 - niski poziom elektrolitu - (0,175),
- s_3 - zasiarczenie płyt - (0,125),
- s_4 - mała zdolność rozruchowa - (0,125).

b. Alternator

b1. Twornik alternatora

- s_5 - przerwa uzwojenia twornika - (0,125),
- s_6 - zwarcie międzyzwojowe - (0,125),
- s_7 - zwarcie międzyfazowe - (0,125),
- s_8 - zwarcie uzwojenia do masy - (0,125).

b2. Wirnik alternatora

- s_9 - przerwa uzwojenia wirnika - (0,125),
- s_{10} - zwarcie uzwojenia wirnika - (0,125),
- s_{11} - słaby docisk szczotek do pierścieni - (0,130),
- s_{12} - niewłaściwy naciąg paska klinowego - (0,150).

b3. Prostownik alternatora

- s_{13} - przerwa diody - (0,150),
- s_{14} - zwarcie diody - (0,150).

c. Regulator napięcia

- s_{15} - przerwa w obwodzie regulatora - (0,20).

d. Odłącznik akumulatora

- s_{16} - uszkodzenie styków odłącznika - (0,20),
- s_{17} - przerwa uzwojenia elektromagnesu - (0,03).

Określony powyżej zbiór stanów technicznych obiektu przyjmuje postać:

$$S = \{S_i\}; \quad i = \overline{1,17}$$

4.1.2. Określenie zbioru parametrów diagnostycznych Y_D

Zgodnie z ustaleniami podstawą do określania zbioru parametrów diagnostycznych jest zbiór parametrów wyjściowych Y_{wy} i procedura wyboru parametrów ϕ_y , według której tworzy się zbiór parametrów diagnostycznych obiektu $Y_D = \{y_j\}$

$$Y_D = \{y_j : \hat{\phi}_y\} \quad (18)$$

Określenie zbioru Y_{wy} dokonano na podstawie badań [2] oraz na podstawie warunków wyboru zawartych w punkcie 2.

Układ zasilania w energię elektryczną

a. Akumulator :

- siła elektromotoryczna,
- napięcie akumulatora przy rozruchu silnika,
- prąd ładowania akumulatora,
- gęstość elektrolitu,
- poziom elektrolitu,
- intensywność gazowania,
- pojemność akumulatora.

b. Alternator :

- napięcie alternatora przy $n = \text{const}$ i $J_o = \text{const}$. $U = f(J)$,
- napięcie fazowe alternatora,
- napięcie międzyfazowe alternatora,
- stała czasowa T w stanie nieustalonym,
- charakterystyki:
 - $J_w = f(J_o)$ przy $n = \text{const}$.
 - $J_o = f(n)$ przy $U = \text{const}$.
 - $J_w = f(n)$ przy $J_o = \text{const}$.
- rezystancja obwodu wzbudzenia,
- napięcie paska klinowego,
- wysokość szczotek,
- rezystancja diod prostowniczych,
- wskazania amperomierza,
- spadek napięcia na diodzie.

c. Regulator alternatora RE-14 :

- wskazania amperomierza,
- napięcie alternatora przy $n = \text{const}$,
- charakterystyka $I_w = f(n)$, $J_o = \text{const}$,
- charakterystyka $U = f(n)$, $J_o = \text{const}$.

Przyjmując procedury wstępnego określania parametrów diagnostycznych ze zbioru parametrów wyjściowych, określono wstępnie dla każdego z wyróżnionych elementów obiektu, zbiór parametrów diagnostycznych i kosztów ich sprawdzania :

- Akumulator:
 - poziom elektrolitu - (5,0),
 - gęstość elektrolitu - (5,0),
 - siła elektromotoryczna - (5,0),
 - napięcie akumulatora - (50,0).
- Twornik alternatora:
 - napięcie alternatora - (10,0),
 - napięcie fazowe alternatora - (30,0),
 - napięcie międzyfazowe alternatora - (30,0).
- Wirnik alternatora:

- napięcie paska klinowego - (10,0),
- rezystancja obwodu wzbudzenia - (10,0).
- Prostownik alternatora:
 - napięcie alternatora - (10,0),
 - spadek napięcia na diodzie - (10,0).
- Odłącznik akumulatora:
 - spadek napięcia na stykach odłącznika - (10,0),
 - natężenie prądu w obwodzie elektromagnesu - (10,0).

W celu wyznaczenia wpływu stanu technicznego elementów układów instalacji elektrycznej na wartość parametrów wyjściowych oraz uzyskania danych do weryfikacji modelu procesu budowy programów diagnostycznych przeprowadzono badania próbki 10 egzemplarzy instalacji elektrycznej w samochodach Star 200, poprzez rejestrację wartości parametrów wyjściowych $\{y_{jwy}\}$ określonych w punkcie 4.1.2. Stan techniczny elementów modelowany był przez wprowadzenie stanów $\{S_i\}$ określonych w punkcie 4.1.1, pomiary wartości parametrów diagnostycznych dla elementów $e_i \in E$, przeprowadzono według warunków sformułowanych w normach polskich i branżowych [2].

Na podstawie uzyskanych wartości parametrów wyjściowych [1] określono według odpowiednich procedur $\{\phi_y\}$ (punkt 1) zbiory parametrów diagnostycznych.

1. Procedura ϕ_{y^1}

Wykorzystując algorytm procedury ϕ_{y^1}

wykonuje się:

- a. procedurę badania czy wartości parametrów podlegają rozkładowi normalnemu.

Do badania rozkładu wartości parametrów stosuje się test Monte–Carlo. Czyni się założenie, że populacja generalna ma rozkład ciągły o dystrybuancie $F(y_{j,a})$ oraz że z populacji wylosowano próbę o licznosci N .

W celu przeprowadzenia testu badania rozkładu normalnego metodą Monte–Carlo należy:

- uporządkować wartości parametru y_j dla stanu a według wartości rosnących

$$y_{j,a,1} < y_{j,a,2} < \dots < y_{j,a,t} < \dots < y_{j,a,N} \quad (19)$$

- dla $t = \overline{1, N}$ obliczyć wartości dystrybuanty $F(y_{j,a,t})$ według zależności:

$$F(y_{j,a,t}) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{\frac{y_{j,a,t} - y_{j,a}}{S_{j,a}}} e^{-\frac{x^2}{2}} dx \quad (20)$$

- obliczyć statystykę a według zależności:

$$a = \frac{1}{12N} + \sum_{t=1}^N \left[F(y_{j,a,t}) - \frac{t-0,5}{N} \right]^2 \quad (21)$$

Test przyjmuje wówczas postać:

$H_0: F(y_{j,a}) = \psi_0(y)$ – rozkład badanej populacji jest rozkładem normalnym o dystrybucji $\psi_0(y)$

$H_1: \neg H_0$

– określenie kwantylu rozkładu normalnego

$$a_\alpha = a(\alpha)$$

W przypadku gdy:

$a < a_\alpha$ – nie ma podstaw do odrzucenia

hipotezy H_0

$a \geq a_\alpha$ – odrzuca się hipotezę H_0 .

Na etapie tej procedury wybiera się te parametry diagnostyczne, dla których w wyniku testu Monte-Carlo nie ma podstaw do odrzucenia hipotezy H_0 , co oznacza że parametr y_j dla stanu a podlega rozkładowi normalnemu.

b. Procedurę badania istotności zmian wartości parametrów wyjściowych parametrycznym testem dwóch średnich.

W tym celu przeprowadzono dla każdego elementu zbiory Y_{wy} :

– estymacja parametrów

– wartość średnia

$$\bar{y} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N y_i \quad (22)$$

– wariancja

$$s^2 = \frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (y_i - \bar{y})^2 \quad (23)$$

– testowanie hipotezy o równości wariancji przy pomocy testu F-Snedecora

$$H_0: \sigma_0^2 = \sigma_i^2 ; i = \overline{1, k} \quad (24)$$

$$H_1: \sigma_0^2 \neq \sigma_i^2$$

– wartość statystyki F-Snedecora

$$F = s_0^2 / s_i^2 \quad \text{gdy} \quad s_0^2 > s_i^2 \quad (25)$$

$$F = s_i^2 / s_0^2 \quad \text{gdy} \quad s_0^2 \leq s_i^2 \quad (26)$$

wartość krytyczna rozkładu

$$F_\alpha = F(\alpha, N_0 - 1, N_1 - 1) \quad (27)$$

gdzie: α – poziom istotności testu; $\alpha=0,05$

N_0 – liczba pomiarów dla stanu S_0

N_i – liczba pomiarów dla stanu S_i

W przypadku gdy:

$F > F_\alpha$ – odrzuca się hipotezę H_0

$F < F_\alpha$ – nie ma podstaw do odrzucenia

hipotezy H_0

– testowanie hipotezy o równości wartości średnich przy użyciu testu analizy wariancji

$$H_0: m_0 = m_i$$

$$H_1: \neg H_0$$

w przypadku $\sigma_0^2 > \sigma_i^2$ wyznacza się wartość statystyki U

$$u = \frac{|\bar{y}_0 - \bar{y}_i|}{\left(\frac{s_0^2}{N_0} + \frac{s_i^2}{N_i} \right)^{\frac{1}{2}}} \quad (28)$$

i porównuje się z wartością krytyczną rozkładu

$$u_\alpha [N(0,1)]$$

gdy:

$u > u_\alpha$ – hipotezę H_0 odrzuca się

$u < u_\alpha$ – nie ma podstaw do odrzucenia

hipotezy H_0

– w przypadku $\sigma_0^2 = \sigma_i^2$ wyznacza się wartości statystyki t:

$$t = \frac{|\bar{y}_0 - \bar{y}_i|}{\left[\frac{\left(\frac{s_0^2}{N_0} + \frac{s_i^2}{N_i} \right)}{\left(\frac{1}{N_0} + \frac{1}{N_i} \right)} \right]^{\frac{1}{2}}} \quad (29)$$

i porównuje z wartością krytyczną rozkładu t_α (rozkład t-Studenta)

$$t_\alpha = t(\alpha, N_0 + N_i - 2) ; \alpha = 0,05$$

gdy $t > t_\alpha$ – odrzuca się hipotezę H_0

$t < t_\alpha$ – nie ma podstaw do odrzucenia hipotezy H_0

Na etapie tej procedury wybiera się te parametry, dla których w wyniku analizy wariancji odrzuca się hipotezę H_0 o równości wartości na korzyść hipotezy alternatywnej H_1 .

c. procedurę szacowania wartości granicznej parametrów diagnostycznych wg kryterium najmniejszego ryzyka Bayesa

Sprowadza się ona do:

1. Rozwiązania równania

$$\frac{f\left(\frac{y_j}{S_0}\right)}{f\left(\frac{y_j}{S_a}\right)} = \frac{1}{\lambda} \cdot \frac{P(S_a)}{P(S_0)} \quad (30)$$

ze względu na y_j

gdzie :

λ – stosunek kosztów błędów I i II

rodzaju, przyjmuje się $\lambda = \frac{1}{3}$

$f\left(\frac{y_j}{S_0}\right)$ – funkcja gęstości prawdopodobień-

stwa wartości parametru y_j dla stanu S_0

$f\left(\frac{y_j}{S_a}\right)$ – funkcja gęstości prawdopodobień-

stwa wartości parametru y_j dla stanu S_a ; $a = 1, k$

$p(S_0), p(S_a)$ – prawdopodobieństwo wystąpienia stanów S_0, S_a i określenia $Y_{j,a,gr}$

W przypadku wystąpienia obu pierwiastków równania sprawdza się ich „położenie” względem wartości estymatorów średnich $\bar{y}_{j,0}, \bar{y}_{j,a}$ i wybór $y_{j,a}^{gr}$ według wyrażenia:

$$y_{j,a}^{gr} = y_{j,a,gr^1} : \bar{y}_{j,a} \geq y_{j,a,gr^1} \geq \bar{y}_{j,0} \vee \bar{y}_{j,0} \geq y_{j,a,gr^1} \geq \bar{y}_{j,a} \quad (31)$$

oraz

$$y_{j,a}^{gr} \neq y_{j,a,gr^2} : y_{j,a,gr^2} > \bar{y}_{j,a} \wedge y_{j,a,gr^2} < \bar{y}_{j,0} \quad (32)$$

2. Określenie przedziału granicznego dla parametru y_j

Ma to miejsce gdy na zmianę wartości parametru y_j ma wpływ więcej niż jeden stan. Wówczas przedział ten określa się poprzez wyrażenia.

Wartość graniczna górna parametru y_j

$$y_{j,grg} = \min \left\{ \left[y_{j,a}^{gr} - \bar{y}_{j,0} \right] > 0 \right\} \quad (33)$$

Wartość graniczna dolna

$$y_{j,grd} = \max \left\{ \left[y_{j,a}^{gr} - \bar{y}_{j,0} \right] < 0 \right\} \quad (34)$$

Obliczanie błędu diagnozy dla parametru y_j

$$D = P(S_0) \cdot Q_1 + P(S_a) \cdot Q_2 \quad (35)$$

$$Q_1 = \int_{y_{gr}}^{\infty} f\left(\frac{y_j}{S_a}\right) dy \quad (36)$$

$$Q_2 = \int_{-\infty}^{y_{gr}} f\left(\frac{y_j}{S_0}\right) dy \quad (37)$$

Na etapie tej procedury wybiera się ten parametr diagnostyczny, dla którego w wyniku analizy wartość błędu diagnozy jest najmniejsza

$$y^* = \min_{y_j} (D_j) \quad (38)$$

oraz oszacowane wartości graniczne parametru

$$y^* : y_{grd}^* ; y_{grg}^* ; D^* \quad (39)$$

2. Procedura Φ_{y^2}

Wykorzystując algorytm procedury Φ_{y^2} (rys. 2)

wykonuje się:

- procedurę badania rozkładu normalnego
- procedurę badania istotności zmian wartości parametrów wyjściowych w wyniku jej realizacji otrzymuje się macierz $M[j,i]$, $j = 1, m$, $i = 1, k$
- procedurę wyboru parametrów według zależności:

$$y^* : y_j^* = \max_j (a_j) \Rightarrow y^* = y^* \quad (40)$$

- procedurę szacowania wartości granicznej parametrów diagnostycznych i wybór y^* w przypadku pozytywnego wyniku procedury.

3. Procedura Φ_{y^3}

Wykorzystując algorytm procedury Φ_{y^3}

wykonuje się:

- procedurę obliczania estymatorów – wartości średniej

$$\bar{y} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N y_i \quad (41)$$

- wariancji :

$$\hat{S}^2 = \frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (y_i - \bar{y})^2 \quad (42)$$

- promienia przedziału ufności dla średniej :

$$e = t_{\alpha} \frac{s}{\sqrt{N-1}}$$

t_{α} – kwantyl rozkładu t-Studenta

$$t_{\alpha} = t(\alpha, N-1)$$

α – poziom istotności; $\alpha = 0,05$

- procedurę wyboru parametrów diagnostycznych do programu $\hat{D}_{KZ}$

Należy do niej:

- obliczanie „odległości” między przedziałami ufności estymatorów średnich $\bar{y}_{j,o}$ i $\bar{y}_{j,a}$

$$d[t_0(y_j), t_i(y_j)] = d_{j,o-a} \quad (43)$$

$$d_{j,o-a} = |\bar{y}_{j,o} - \bar{y}_{j,a}| - (e_{j,o} + e_{j,a}) \quad (44)$$

- wybór parametru diagnostycznego wg zależności:

$$y_{DKZ}^* = \max_{j=1,m} \left\{ \min_{i=1,k} d[t_o(y_j), t_i(y_j)] \right\}$$

$$y_{grg}^* = \bar{y}_{DKZ}^* + e_{DKZ}^* ; \quad y_{grg}^* = \bar{y}_{DKZ}^* - e_{DKZ}^*$$

c) procedurę wyboru parametrów diagnostycznych do programu lokalizacji uszkodzeń $\hat{D}_{LU}$

Należy do niej:

- obliczanie „odległości” między przedziałami ufności estymatorów średnich $\bar{y}_{j,i}$ i $\bar{y}_{j,a}$

$$d[t_i(y_j), t_n(y_j)] = d_{j,i-a} \quad (45)$$

$$d_{j,i-a} = |\bar{y}_{j,i} - \bar{y}_{j,a}| - (e_{j,i} + e_{j,a}) \quad (46)$$

- wybór parametru diagnostycznego wg zależności:

$$y_{DLU}^* = \max_{j=1,m} \left\{ \min_{\substack{l=1,k-1 \\ n=l+1,k}} d[t_l(y_j), t_n(y_j)] \right\} \quad (47)$$

$$y_{grg}^* = y_{DLU}^* + e_{DLU}^* , \quad y_{grg}^* = y_{DLU}^* - e_{DLU}^*$$

4.1.3. Analiza przydatności wybranego zbioru parametrów diagnostycznych do oceny stanu technicznego obiektu

1. Badanie procedury ϕ_{y^1}

a) Badanie rozkładu normalnego

Badano czy zbiory wartości parametrów, które zmieniają się istotnie, podlegają rozkładowi normalnemu. Do obliczeń przyjęto poziom istotności $\alpha = 0,05$. Wyniki testowania hipotez dla testu przedstawiono w tabulogramie WY1 przy czym znak „+” oznacza brak podstaw do odrzucenia hipotezy H_0 , znak „-” oznacza odrzucenie hipotezy H_0 . W przypadku gdy wartość parametru y_j nie podlega rozkładowi normalnemu wówczas parametr ten jest rozpatrywany ze znakiem „?”;

b) Badanie istotności zmian wartości parametrów

Badano istotność zbioru parametrów wyjściowych

$\{y_{WY_j}\}$, $j = \overline{1, J}$ dla każdego z wybranych stanów zespołów obiektu. Do obliczeń przyjęto poziom istotności $\alpha=0,05$, przy czym znak „+” oznacza odrzucenie hipotezy H_0 , zaś „-” oznacza brak podstaw do jej odrzucenia. W przypadku gdy wartości parametru y_j nie zmienia się istotnie przy

zmianie stanu obiektu, wówczas parametr ten był eliminowany ze zbioru (zerowanie kolumny);

c) Badanie wartości granicznych parametru

Wartości graniczne parametrów diagnostycznych przy zmianie stanów technicznych obiektu określono stosując kryterium najmniejszego ryzyka Bayesa. Przyjęto wartość stosunku kosztów błędów :

$$\lambda = \frac{C_j^I}{C_j^{II}} = \frac{1}{3} \quad (48)$$

i obliczono:

- wartości graniczne (YGRG; YGRD);
- wartości błędów I i II rodzaju (Q1, Q2);
- prawdopodobieństwo błędów diagnozy D(błąd diagnozy),

Podstawą wyboru wartości granicznej oraz jej przedziałów były wartości wyboru błędów I i II rodzaju oraz prawdopodobieństwa błędu diagnozy, przy czym do dalszych rozwiązań przyjęto parametr spełniający relację :

$$y^* = \min_{yy} [D(y_j)] \quad (49)$$

2. Badanie procedury ϕ_{y^2} :

a) Badanie rozkładu normalnego – jak przy procedurze ϕ_{y^1} – wynik przedstawiono w tabulogramie WY1;

b) Badanie istotności zmian wartości parametrów – jak przy procedurze ϕ_{y^1} , przy czym

obliczana jest wrażliwość parametru na zmianę stanu (procentowa liczba pozytywnych wyników testu istotności) i wybierany jest parametr y_j^*

o maksymalnej wrażliwości;

3. Badanie procedury ϕ_{y^3}

a) Badanie procedury wyboru parametrów

diagnostycznych do programu $\hat{D}_{KS}$

Dokonano estymacji przedziałowej dla średniej (wartość średnia, przedział ufności, odchylenie standardowe). Do obliczeń przyjęto poziom istotności $\alpha = 0,05$. Obliczono odległość między przedziałami $\hat{d}_{j,i-o}$ i wyznaczono minimalną odległość. W przypadku gdy maksymalna odległość (33) jest równa zero uzyskuje się komunikat, że żaden z parametrów nie rozróżnia stanu zdadności. W przypadku przeciwnym uzyskuje się komunikat, że maksymalną rozdzielczość charakteryzuje się j^* – ty parametr.

Badanie procedury wyboru parametrów diagnostycznych do programu D_{LU} zrealizowano na poziomie obiektu I, tabulogram WY3/5.

5. WNIOSKI

Przeprowadzona analiza różnych wariantów tworzenia zbioru parametrów diagnostycznych urządzeń technicznych na przykładzie instalacji elektrycznej samochodu STAR 200, pozwala na sformułowanie następujących wniosków:

1. Przy wyborze parametrów diagnostycznych najwyższą selektywnością charakteryzuje się procedura minimalnego błędu diagnozy Φ_{y^1} .
2. Ze względu na to, że procedura Φ_{y^2} funkcjonuje w oparciu o wskaźniki a_j (nie odrzuca się parametrów przy $a_j \langle 1$) jest mniej selektywna, przez co zmniejsza jednak prawdopodobieństwo otrzymania pustego zbioru Y_D . Pomimo powyższego uzyskano podobny rezultat jak przy procedurze Φ_{y^1} , zbiory $Y_D(\Phi_{y^1})$ i $Y_D(\Phi_{y^2})$ są w większości podobne.
3. Procedura Φ_{y^3} ze względu na brak szacowania wartości granicznej metodą Bayesa jest najmniej dokładna. Zbiór parametrów

$Y_D(\Phi_{y^3})$ różni się znacznie od poprzednich

zbiorów $Y_D(\Phi_{y^1})$, $Y_D(\Phi_{y^2})$, jednak w wyniku jej realizacji otrzymuje się zbiór parametrów zarówno do kontroli zdatości jak i do lokalizacji uszkodzeń.

4. Ze względu na powyższe w celu określenia zbioru parametrów diagnostycznych proponuje się procedurę Φ_{y^2} .

LITERATURA

- [1] Tylicki H.: Model rozpoznawania stanu technicznego pojazdów mechanicznych. Wydawnictwo WOŚS, Piła 1994.
- [2] Tylicki H.: Optymalizacja procesu prognozowania stanu technicznego pojazdów mechanicznych. Wydawnictwa Uczelniane ATR, Bydgoszcz 1998.
- [3] Żółtowski B.: Podstawy diagnostyki technicznej. Wydawnictwa Uczelniane ATR, Bydgoszcz 1997.



Dr hab. inż. **Henryk Tylicki** – prof. nadzw. ATR jest kierownikiem Pracowni Diagnostyki Maszyn w Katedrze Maszyn Roboczych i Pojazdów Akademii Techniczno – Rolniczej w Bydgoszczy. Jest autorem wielu opracowań i publikacji z zakresu diagnostyki technicznej i eksploatacji maszyn. Jest członkiem PDTD, Zespołu Diagnostyki SPE KBM PAN oraz Komisji Motoryzacji i Energetyki Rolnictwa PAN, Oddział w Lublinie. Współpracuje z wieloma ośrodkami naukowymi w kraju i zagranicą. Główne prace opublikowane: *Optymalizacja procesu prognozowania stanu technicznego pojazdów mechanicznych* (1998), *Diagnostyka samochodów osobowych i ciężarowych (współautor)* (1999), *Osprzęt elektryczny pojazdów mechanicznych (współautor)* (2000). Jest organizatorem wielu seminariów i cyklicznych konferencji: „Forum Młodych” i „Diagnostyka Maszyn Roboczych i Pojazdów”.

DESKRYPTORY DIAGNOSTYCZNEGO SYSTEMU EKSPLOATACJI MASZYN

Bogdan ŻÓŁTOWSKI

Akademia Techniczno-Rolnicza w Bydgoszczy, KMR i P
85-763 Bydgoszcz, ul. Prof. S. Kaliskiego 7, bogzol@atr.bydgoszcz.pl

Streszczenie

W tym opracowaniu przedstawiono wybrane problemy diagnostyki technicznej w budowie i eksploatacji maszyn. Omówiono sterującą rolę diagnostyki technicznej w kształtowaniu i podtrzymywaniu jakości w produkcji i eksploatacji maszyn. Na tle zadań diagnostyki technicznej wskazano na podstawowe wskaźniki poprawności funkcjonowania diagnostycznego systemu eksploatacji maszyn. Przedstawiono też zależności ocenijące skuteczność znanych strategii eksploatacji.

Słowa kluczowe: diagnostyka techniczna, system eksploatacji, efektywność strategii.

DESCRIPTORS OF DIAGNOSTIC SYSTEM IN EXPLOITATION OF MACHINES

Summary

In this study choose problems of technical diagnostic were introduced in building and exploitation of machines. Steering part of technical diagnostic was talked over in formation and supporting of quality in production and exploitation of machines. On background of assignments of technical diagnostic it was shew onto basic coefficients of correctness the functioning of diagnostic system of exploitation machines. Estimating dependence effectiveness of well-known strategy of exploitation was introduced also.

Keywords: technical diagnostic, system of exploitation, efficiency of strategy.

1. WPROWADZENIE

Zwiększające się zapotrzebowanie na metody i środki diagnostyki technicznej, będące wynikiem nowoczesnego sposobu kreowania "jakości" maszyn i urządzeń, wychodzi na przeciw współczesnym uwarunkowaniom działalności przedsiębiorstw, w tym szczególnie znacznie zużytego potencjału obiektów technicznych.

Zapotrzebowanie na diagnostykę zbiega się również z pojawieniem się nowych zastosowań osiągnięć mikroelektroniki, techniki komputerowej, teorii fraktali, sieci neuronowych i sztucznej inteligencji - skutecznie wspierających możliwości diagnostyki.

W inżynierii mechanicznej, w budowie i eksploatacji maszyn czynnikiem stymulującym bezpośrednio rozwój diagnostyki jest odpowiedzialność funkcji realizowanej przez maszynę, w tym szczególnie minimalizacja: zagrożeń zdrowia i życia ludzkiego, zagrożeń środowiska biologicznego i technicznego, zagrożeń wartości ekonomicznych (w tym i jakości).

Wskazanie nowej roli diagnostyki technicznej w zmieniającym się gospodarczo kraju, w aspekcie nowych dokonań teoretycznych i aplikacyjnych jest zadaniem chwili i podejmowane jest z różnym skutkiem.

2. PROBLEMY GŁÓWNE DIAGNOSTYKI TECHNICZNEJ

Diagnostyka techniczna to zorganizowany zbiór metod i środków do oceny stanu technicznego (jego przyczyn, ewolucji i konsekwencji) systemów technicznych. W większości przypadków są to systemy działaniowe, celowo zaprojektowane dla wykonania określonej misji, generujące lub transformujące informacje, które są wykorzystywane do oceny ich stanu technicznego.

Charakterystyczna dla materii obiektywna właściwość odbicia przejawia się w powstawaniu i przekazywaniu określonych informacji o stanie obiektów świata materialnego. Informacja ta jest na równi z energią i substancją jedną z form istnienia materii, pozostaje w ścisłym związku z ruchem materii w przestrzeni i w czasie oraz z wszelkimi procesami materialnymi. Informacja, jako jeden z aspektów odbicia, przedstawia uporządkowane odbicie stanu świata realnego i istniejących w tym świecie związków przyczynowo-skutkowych.

Zasadniczym źródłem poznania naukowego jest informacja ilościowa pozyskiwana w eksperymentach pomiarowych, dostarczająca bezpośrednio liczbowych charakterystyk destrukcji badanego obiektu lub zmian jakościowych nadzorowanego zjawiska.

Potrzeba stosowania diagnostyki znajduje swoje uzasadnienie w modelu destrukcji obiektu, uwzględniającego związek zaawansowania zużycia proporcjonalny do energii dyssypacji, wiążący się z czasem istnienia obiektu, poziomem konstrukcji, nowoczesności technologii wytwarzania, intensywności użytkowania oraz jakości obsługiwań technicznych.

Patrząc syntetycznie na ogół możliwych zastosowań diagnostyki w kolejnych fazach istnienia obiektu, trzeba wyróżnić potrzebę znajomości wiedzy o obiekcie, o sygnałach, syndromach i symptomach oraz elementy teorii decyzji w zakresie wnioskowania diagnostycznego, niezbędnych do prawidłowej oceny stanu obiektu.

Przedstawiony zakres wiedzy formułuje obszar zagadnień definiujących podstawy diagnostyki technicznej oraz możliwości jej efektywnego wykorzystania.

Cele diagnostyki są osiągane poprzez:

- poznanie natury procesów fizyczno-chemicznych wykorzystywanych jako nośniki informacji o zmieniającym się stanie obiektów oraz ustalenie zbioru parametrów diagnostycznych (symptomów stanu);
- poszukiwania modelu diagnostycznego przedmiotu diagnozy dla określonych podzbiorów cech stanu i parametrów diagnostycznych,
- model diagnostyczny ustala algorytmy tzn. porządkuje zbiory sprawdzeń: diagnozowania, prognozowania i genezowania stanów;
- algorytmy: diagnozowania, prognozowania i genezowania stanów wymuszają odpowiednią podatność diagnostyczną obiektu technicznego (podatność diagnostyczna to: **diagnozowalność**

[model, metoda, skuteczność] i **technologiczność diagnostyczna** [punkty, dostęp, wygoda]);

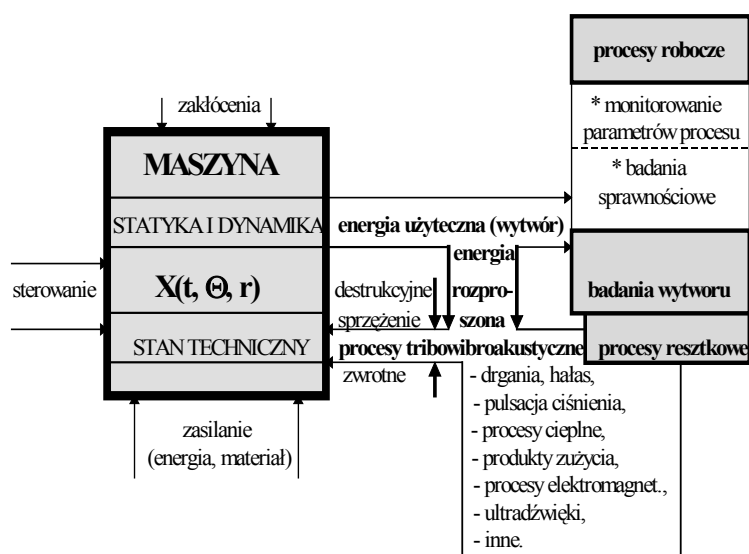
- opracowywanie zasadnych metod i urządzeń diagnostycznych;

- opracowywanie procesów technologicznych, czyli postępowania praktycznego w badaniach i ocenie stanów obiektów technicznych.

Wymienione elementy i diagnozy tworzą podsystem diagnostyczny usprawniający funkcjonowanie maszyn, pod warunkiem, że zostały określone: funkcja i sposób wykorzystania DT. Wdrożone systemy diagnostyczne podlegają ocenie w aspekcie: efektywności ekonomicznej, niezawodności i bezpieczeństwa funkcjonowania systemów działania.

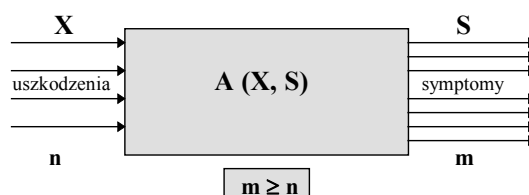
Zaawansowanie procesów zużyciowych determinuje jakość funkcjonowania każdego obiektu technicznego i nosi nazwę jego stanu technicznego. Ten **stan techniczny** można określić obserwując funkcjonowanie obiektu, tzn. jego wyjście główne przekształconej energii (lub produktu) oraz wyjście dyssypacyjne gdzie obserwuje się różnego typu procesy resztkowe (towarzyszące) jak: drgania, hałas, temperatura, zjawiska elektromagnetyczne itd. Obserwacja tych wyjść daje całą gamę możliwości diagnozowania stanu technicznego obiektu, co syntetycznie pokazano na rys.1.

Warto w tym miejscu w uproszczony sposób pokazać ogólną istotę diagnozowania maszyn, zakładającą poszukiwania związków pomiędzy stanem maszyny **X_n** a generowanymi sygnałami diagnostycznymi **S_m**, z pominięciem dla prostoty rozważań innych oddziaływań zewnętrznych (rys.2). W tablicy obserwacji (rys.3) z jednej strony mamy zestaw możliwych uszkodzeń



Rys.1. Maszyna jako system przetwarzania energii i jej możliwości diagnostowania

(n), reprezentowanych przez cechy stanu odwzorowujące rozwijające się uszkodzenia. Z drugiej zaś strony z pomiarów otrzymujemy zestaw symptomów (S_m), charakterystyczny dla stanu rozwoju uszkodzeń w chwili pomiaru symptomów. Jak widać z rysunku o jednym uszkodzeniu może informować wiele symptomów, przy czym rozwiązanie problemu diagnostycznego wymaga spełnienia warunku: $m \geq n$. Operator A , wiążący cechy stanu obiektu X i jego symptomy S po zidentyfikowaniu, pozwala na bazie pomierzonych symptomów S wnioskować o stanie X .

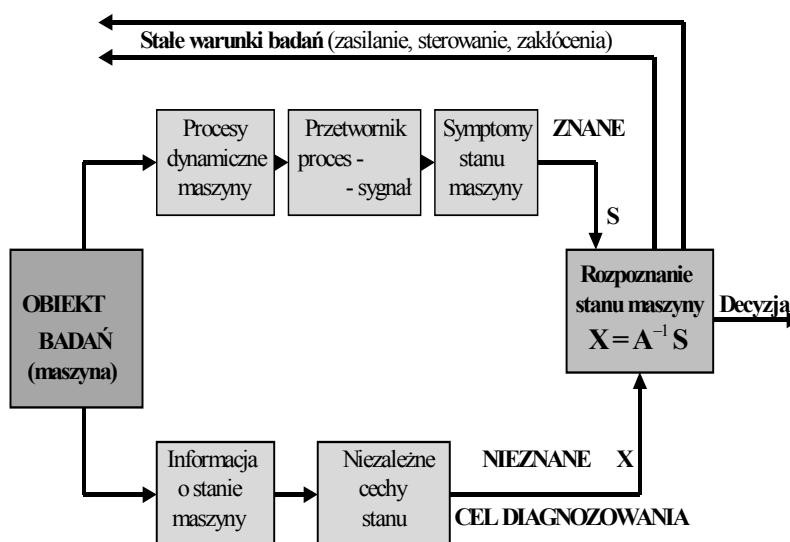


Rys. 2. Obserwacja stanu maszyny X za pomocą symptomów S

Realizowane zadanie diagnostyczne można zatem przedstawić w postaci przykładowego algorytmu, pokazanego na rys. 4.

Symptomy Cechy stanu obektu X_n	Wartości mierzonych symptomów									
	C	K	I	P _{sk}	...	F ₀	...	H _v	...	m
1. Bicie										
2. Luz										
3. Zacisk										
...	Symptomy diagnostyczne w dziedzinie czasu, amplitud, częstotliwości. (wymiarowe, bezwymiarowe)									
...										
...										
n. Ilość pracy										

Rys. 3. Tablica obserwacji mierzonych symptomów S_m dla wybranych cech stanu obiektu X_n



Rys. 4. Kolejność postępowania podczas diagnozowania maszyny

Szansa oceny stanu technicznego maszyn podczas konstruowania, wytwarzania lub eksploatacji, często bez potrzeby wyłączania ich z ruchu - a nawet w sposób bezkontaktowy,

umożliwia udzielenie odpowiedzi na podstawowe pytania:

- *jaka jest maszyna (element, zespół) podczas konstruowania?*

- *jaka jest maszyna po jej wytworzeniu?*
- *jaka jest maszyna w czasie użytkowania i / lub obsługiwaną?*
- *jak przebiega proces technologiczny realizowany przez maszynę?*

Odpowiedzi na te pytania uzyskać można z opracowanych procedur diagnostycznych, zawierających szczegółowe algorytmy badania diagnostycznego, dających odpowiedzi na pytania użytkowników:

- *co mierzyć?* (jaki proces, dlaczego ten, w którym miejscu);
- *jak mierzyć?* (akwizycja sygnału, parametry procesu, cechy stanu, częstość pomiarów);
- *czym mierzyć?* (oprzyrządowanie, przygotowanie sygnału, sposób przetwarzania);
- *jak wnioskować?* (modele, stany graniczne, decyzje).

Określane metodami diagnostyki technicznej w procesie diagnozowania decyzje diagnostyczne o stanie maszyny są wyróżniane za pomocą różnego rodzaju wskaźników (cech, symptomów). Zawsze jednak ich forma prezentacji powinna być dostosowana do możliwości percepcyjnych, decyzyjnych i wykonawczych użytkowników diagnozowanego obiektu. Stąd dużą rolę przypisuje się w tym zakresie *nowoczesnym technologiom informatycznym*.

Przytoczone skrótowo powyżej treści główne, motywujące potrzebę i rozwój diagnostyki technicznej stanowią zręby podstaw składających się na nową dziedzinę wiedzy jaką jest uznana już diagnostyka techniczna.

Zawartość merytoryczna i metodologiczna diagnostyki porządkuje dostępne podejścia i formalizmy w kolejności ich występowania w szczegółowych zagadnieniach rozpatrywanych w diagnozowaniu maszyn. Tutaj dopiero widać całą złożoność strony naukowej diagnostyki, gdzie niezbędna wiedza sięga od konstruowania, wytwarzania i eksploatacji maszyn, modelowania i estymacji parametrów, do teorii eksperymentu, teorii informacji i statystyki w ujęciu nowoczesnych technologii informatycznych.

3. DIAGNOSTYCZNY SYSTEM ISTNIENIA MASZYN

Ustalenie miejsca i funkcji diagnostyki technicznej w systemie istnienia maszyn warunkuje potrzebę przywołania istniejących strategii eksploatacji, w oparciu o które realizowane są procesy użytkowania i obsługiwań technicznych maszyn w przedsiębiorstwach.

Strategia eksploatacyjna polega na ustaleniu sposobów prowadzenia użytkowania i obsługiwań maszyn oraz relacji między nimi w świetle przyjętych kryteriów.

W literaturze znane są następujące **strategie eksploatacji maszyn** [1]:

- **według niezawodności,**
- **według efektywności ekonomicznej,**
- **według ilości wykonanej pracy,**
- **według stanu technicznego,**
- **autoryzowana strategia eksploatacji maszyn.**

Najczęściej w oparciu o jedną z powyższych strategii buduje się **system eksploatacji przedsiębiorstwa**, przy czym elementy pozostałych strategii są często jego uzupełnieniem. W praktyce przemysłowej występują więc najczęściej **strategie eksploatacji mieszane**, dostosowane do wymagań i warunków eksploatowanych maszyn.

Zalecaną jest **strategia według stanu**, która opiera się na podejmowanie decyzji eksploatacyjnych na podstawie bieżącej oceny stanu technicznego maszyn, ich zespołów lub elementów (rys.5). **Aktualny stan techniczny maszyny, odwzorowany wartościami mierzonych symptomów stanu, jest podstawą decyzji eksploatacyjnej.** Poprawna realizacja tej strategii wymaga skutecznych metod i środków diagnostyki technicznej oraz przygotowanego personelu technicznego.

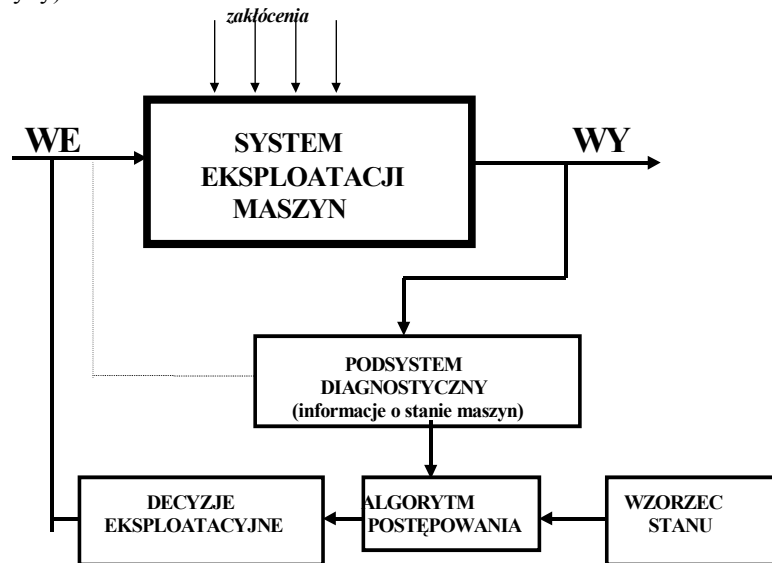
Wymaga też przewyższenia nieufności decydentów co do efektywności takiego sposobu eksploatacji. Efekty ekonomiczne z takiego sposobu eksploatacji są niewspółmiernie wyższe niż w innych strategiach, co warunkuje powodzenie i ogromne zainteresowanie tym rozwiązaniem.

Podstawowym warunkiem powodzenia tej strategii jest dostępność prostych i skutecznych metod diagnostycznych, najlepiej wkonstruowanych w produkowane maszyny, które z kolei są nadzorowane w systemie monitorowania stanu.

W oparciu o wymienione strategie eksploatacji maszyn w praktyce przemysłowej budowane są **systemy obsługiwań technicznych maszyn**. Do najbardziej rozpowszechnionych należą :

- **system wymian profilaktycznych;** budowany głównie w oparciu o strategię eksploatacji według efektywności; (dla obiektów jednostkowych, odpowiedzialnych - gdzie prowadzi się wymiany profilaktyczne dla uniknięcia awarii),
- **planowo - zapobiegawczy system obsługiwań technicznych;** budowany w oparciu o strategię według ilości wykonanej pracy; (z góry zaplanowany zakres i częstotliwość obsługiwań technicznych, niezależnie od aktualnego stanu, czyli potrzeb),
- **planowo - zapobiegawczy system obsługiwań technicznych z diagnozowaniem;** (jak wyżej, lecz wspomagany częściowym diagnozowaniem stanu maszyny),
- **system obsługiwań technicznych według stanu;** (czynności obsługowe - częstotliwość i zakres -

wyznaczane są w oparciu o aktualny stan techniczny maszyny).



Rys. 5 Diagnostyczne sterowanie systemem eksploatacji maszyn.

4. WSKAŹNIKI DIAGNOSTYCZNEGO SYSTEMU EKSPLOATACJI MASZYN

Poprawne funkcjonowanie diagnostycznego systemu eksploatacji maszyn wymaga znajomości:

- symptomów stanu maszyny: $s_1, s_2, \dots, s_m$;
- wartości granicznych symptomów stanu:

$$S_{gr} = s + \sigma \sqrt{\frac{P_g}{2A}};$$

- okresowości badań diagnostycznych:

$$T_D = \frac{(1 - P_g)(S_{gr} - S_m)}{S_m} \theta_m.$$

Przedstawione deskrytory diagnostycznego systemu eksploatacji maszyn zostały zdefiniowane i uzasadnione we wcześniejszych pracach autora [1, 2, 3, 7].

5. OCENA ISTNIEJĄCYCH STRATEGII

Uwzględniając dostępne warianty stosowanych strategii eksploatacji maszyn można ich praktyczną przydatność ocenić przy pomocy użytkowych wskaźników efektywności. Dla ich wyznaczenia przyjmuje się, że:

- czas pracy maszyny do uszkodzenia określa funkcja niezawodności:

$$R(t) = P(T_U > t) = \int_t^{\infty} f(t) dt$$

- oczekiwany czas pracy:

$$O_{Cp} = \int_0^{\infty} R(t) dt$$

- przeciętny rzeczywisty czas pracy (główny dla zadań utrzymania maszyn w ruchu):

$$P_{RZCp} = \int_0^t R(t) dt$$

Pozwala to zdefiniować - współczynnik wykorzystania maszyny W_W :

$$W_W = \frac{P_{RZCp}}{O_{Cp}} \text{ „kryterium jakości strategii”}$$

Według tego kryterium można dokonać oceny poszczególnych strategii eksploatacji maszyn i dalej ich przydatności w praktyce przemysłowej.

I. Strategia od „awarii do awarii” (znana też jako: *od uszkodzenia do uszkodzenia*) stosowana dla uszkodzeń o małych skutkach ekonomicznych i bez następstw zagrożenia bezpieczeństwa:

$$W_{AA} = \frac{P_{RZCp}(Usz)}{O_{Cp}} = 1,$$

gdyż :

$$O_{Cp} = PRZCp(\text{uszkodzenie}) = \int_0^{\infty} R(t) dt$$

Jest to zatem strategia najbardziej efektywna ekonomicznie, a zadania obsługowo-naprawcze inicjowane są uszkodzeniem.

II. Strategia „według ilości pracy” (obligatoryjna), w której przedsięwzięcia obsługowo-naprawcze są zaplanowane po z góry określonej ilości wykonanej pracy (statystyczne oszacowania słabych ogniw i czasu do awarii):

$$R(t_p) = P(O_{Cp} > t_p) \cdot \dots \cdot R_{RZ}$$

gdzie: R_{RZ} - wymagany poziom niezawodności, t_p - czas OT zapobiegawczej ze względu na koszt, bezpieczeństwo.

$$P_{RZCp}(t_p) = \int_0^{t_p} R(t) dt$$

$$OCp = PRZCp(t_p) + PNCp$$

Wskaźnik efektywności w tej strategii:

$$W_{t_p} = \frac{P_{RZCp}(t_p)}{O_{Cp}} \ll 1$$

Wskaźnik niewykorzystanego czasu pracy PNCp:

$$W_{NCP} = \frac{1 - P_{RZCp}(t_p)}{O_{Cp}} - \text{wskazuje potrzebę}$$

zmiany strategii.

III. Strategia „według stanu technicznego”, w której zakres i częstotliwość czynności obsługowo- naprawczych limituje stan techniczny, w wersji:

- inspekcyjnej, ze stałym okresem kontroli stanu,
- kontroli stanu wg prognozowanej zmiany stanu.

$$P_{RZCp}(T_1) = \int_0^{T_1} \left[\int_{S_0}^{S_{gr}} f_{RZCp(t)}(x) dx \right] dt$$

$$P_{RZCp} = \int_{T_1}^{\infty} \left[\int_{S_0}^{S_{gr}} f_{RZCp(t)}(x) dx \right] dt$$

Wskaźnik efektywności tej strategii:

$$W_{DT} = \frac{P_{RZCp}(T_1) + P_{RZCp}}{O_{Cp}} < 1$$

Jakościowa analiza przedstawionych wskaźników wskazuje, że ich uszeregowanie w postaci: $WAA > WDT > W_{tp}$ preferuje, poza strategią uszkodzeniową, **strategię według stanu technicznego**. Przedstawione wskaźniki dobrze ilustrują efektywność działań obsługowo-naprawczych w różnych strategiach utrzymania maszyn.

6. FUNKCJA STERUJĄCA DIAGNOSTYKI

Rola i znaczenie diagnostyki technicznej w każdej z faz istnienia maszyny jest bardzo istotna, a ukazana na tle zadań spełnianych przez wytwór

w poszczególnych strategiach eksploatacji określa funkcję sterującą diagnostyki.

Na podstawie zebranej informacji z badań diagnostycznych istnieje możliwość:

- oceny stanu maszyny w chwili badania "t" (zdatna, niezdatna),
- wskazania na uszkodzone elementy w przypadku niezdatności,
- zlokalizowania uszkodzonych elementów w przypadku niezdatności,
- prognozowanie przyszłego stanu maszyny w chwili „ $t_p = t + \Delta t$ ”,

- określenia czasu pracy maszyny do naprawy głównej,
- ustalenia czasu rezerwowego do likwidacji maszyny,
- wyznaczenia terminu następnego diagnozowania maszyny.

Proces postępowania z maszyną jest więc następujący:

- w przypadku maszyny zdatnej:** badanie stanu - wykonanie niezbędnie koniecznych zabiegów obsługowych - prognozowanie stanu - ustalenie terminu następnego badania;
- w przypadku maszyny niezdatnej:** badanie stanu - ustalenie niezdatności (rozregulowanie, uszkodzenie, wykonana praca do naprawy głównej lub likwidacji) - usunięcie uszkodzenia - ocena jakości wykonanej naprawy - wykonanie niezbędnych czynności obsługowych - prognozowanie - termin kolejnego diagnozowania.

Funkcja sterująca diagnostyki w utrzymaniu zdatności maszyn polega więc na:

- ocenie aktualnego stanu maszyn, określającego możliwości dalszej ich pracy,
- eliminacji niezdatnych, a więc i niebezpiecznych maszyn z użytkowania,
- zapobieganiu uszkodzeniom lub awariom maszyn, dzięki uprzedzającej ocenie stanu,
- przewidywaniu przyszłych stanów maszyn, stwarzając podstawy planowania materiałowo-technicznego i zadaniowego dla systemu eksploatacji.

Biorąc za podstawę przedstawione możliwości diagnostyki w zakresie nadzorowania zmienności stanów maszyn, zasadne są propozycje metody obsługi maszyn według stanu technicznego. Doskonalenie tej przyszłościowej strategii opiera się o skuteczne metody diagnozowania stanu maszyn, o opracowania pokładowych i stacjonarnych układów diagnostycznych, wspieranych techniką komputerową i dokonaniem sztucznej inteligencji.

7. PODSUMOWANIE

Kształtowanie i ocena jakości maszyn metodami diagnostyki technicznej wiąże się ściśle z koniecznością utrzymania na odpowiednim poziomie ich cech użytkowych w określonych warunkach eksploatacji. Cechy te, spełniające wymogi reprezentatywnych dla stanu obiektu, winny być określone już na etapie konstruowania a weryfikowane podczas wytwarzania i eksploatacji.

Do wyróżnienia, oceny i podtrzymywania cech użytkowych wykorzystuje się:

- możliwości diagnostyki technicznej, w tym konstruowanie diagnostyczne, ocenę jakości wytworów, diagnostykę eksploatacyjną, metody

- i środki diagnostyki technicznej, wspomaganie badań diagnostycznych techniką komputerową;
- badania niezawodności maszyn w fazach: przedprodukcyjnej, produkcyjnej i poprodukcyjnej przy wykorzystaniu badań stanowiskowych, modelowania deterministycznego i stochastycznego czynników wymuszających, wspomaganie komputerowego badań niezawodności;
 - metodologię kształtowania „jakości” maszyn przez „jakościowy system sterowania przedsiębiorstwem” z uwzględnieniem kryteriów norm jakości EN serii 29 000;
 - możliwości regeneracji części maszyn, w tym regenerację wielokrotną, badania zmęczeniowe i modelowanie obciążeń części regenerowanych, nowe techniki i technologie odtwarzania jakości części maszyn;
 - badania technologiczności obsługowej i naprawczej maszyn, kształtowanie intensywności starzenia i zużywania się elementów maszyn, kształtowanie podatności maszyn oraz ocenę efektywności eksploatacji maszyn.

Powyższe grupy tematyczne stanowią obszar zainteresowań szerokiego grona społeczności eksploatacyjnej, przyczyniając się do rozwoju metod i metodologii kształtowania i podtrzymywania jakości maszyn.

8. LITERATURA

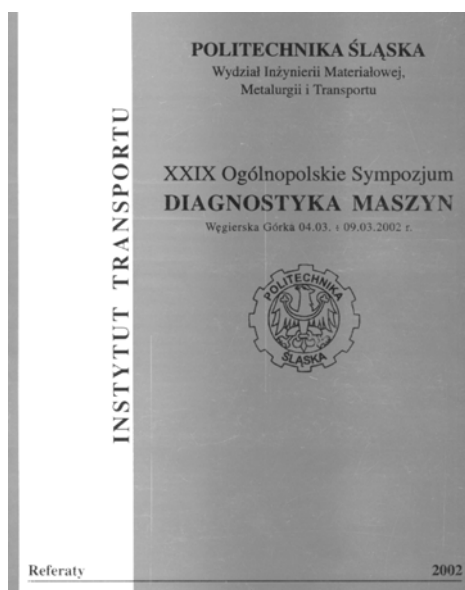
- [1] Żółtowski B.: Podstawy diagnostyki maszyn. Wyd. ATR. Bydgoszcz 1996 (s.467).
- [2] Żółtowski B., Ćwik Z.: Leksykon diagnostyki technicznej. Wyd. ATR. Bydgoszcz 1996.
- [3] Żółtowski B., Tylicki H.: Osprzęt elektryczny pojazdów mechanicznych. Wyd. ATR. Bydgoszcz 1999 (s.158).
- [4] Niziński S., Żółtowski B.: Informatyczne systemy zarządzania eksploatacją obiektów technicznych. ISBN – 83-916198-0-X, Olsztyn-Bydgoszcz, 2001 s.334.
- [5] Niziński S., Żółtowski B.: Zarządzanie eksploatacją obiektów technicznych za pomocą rachunku kosztów. ISBN – 83-916198-0-X, Olsztyn-Bydgoszcz, 2002 s.156.
- [6] Żółtowski B.: Elementy dynamiki maszyn. ISBN-83-916198-1-8, Bydgoszcz, 2002 s.258.
- [7] Żółtowski B.: Badania dynamiki maszyn. ISBN – 83-9, 16198-3-4, Bydgoszcz, 2002 s.335.



Prof. dr hab. inż. **Bogdan Żółtowski** jest pracownikiem naukowym Akademii Techniczno-Rolniczej w Bydgoszczy i kierownikiem Katedry Maszyn Roboczych i Pojazdów, Wydziału Mechanicznego tej uczelni. Działalność naukową prowadzi w dziedzinie wibroakustyki i diagnostyki technicznej, dynamiki maszyn, metrologii i eksploatacji pojazdów, zarządzania eksploatacją obiektów technicznych. Ma w dorobku ponad 300 publikacji, jest autorem i współautorem 18 opracowań zwartych. Współpracuje z ośrodkami naukowymi w kraju (Politechnika Poznańska, Politechnika Śląska, AGH w Krakowie, WAT w Warszawie) i za granicą (Akademia w Mińsku, UWE Bristol, Birmingham Politechnic, Technion-Hajfa). W swoje dotychczasowej działalności naukowej wypromował wielu doktorów, magistrów i inżynierów. W czasie wolnym zajmuje się techniką motoryzacyjną, uprawia żeglarstwo i narciarstwo

Konferencje

XXIX Ogólnopolskie Sympozjum „Diagnostyka Maszyn”



W dniach 04.03 ÷ 09.03.2002 r. w Węgierskiej Górze odbyło się XXIX Ogólnopolskie Sympozjum „Diagnostyka Maszyn” poświęcone pamięci prof. dr hab. inż. Zbigniewa Osińskiego, dr h.c. AGH, dr h.c. Politechniki Łódzkiej.

KOMITET HONOROWY

Prof. dr hab. Czesław Cempel
Prof. dr hab. inż. Zbigniew Engel
Prof. dr hab. inż. Zbigniew Osiński

KOMITE NAUKOWY

Prof. dr hab. inż. Jan Adamczyk
Prof. dr hab. inż. Walter Bartelmus
Prof. dr hab. inż. Wojciech Batko
Prof. dr hab. inż. Lesław Będkowski
Prof. dr hab. inż. Adam Charchalis
Prof. dr hab. inż. Wojciech Cholewa
Prof. dr hab. inż. Zbigniew Dąbrowski
Prof. dr hab. inż. Janusz Gardulski
Prof. dr hab. inż. Jan Kiciński
Dr inż. Piotr Krzyworezka
Prof. dr hab. inż. Ryszard Michalski
Prof. dr hab. inż. Wojciech Moczulski
Prof. dr hab. inż. Stanisław Niziński
Prof. dr hab. inż. Zenon Orłowski
Prof. dr hab. inż. Stanisław Radkowski
Prof. dr hab. inż. Tadeusz Uhl
Prof. dr hab. inż. Andrzej Wilk – przewodniczący
Prof. dr hab. inż. Bogdan Żółtowski

KOMITET ORGANIZACYJNY

Instytut Transportu Politechniki Śląskiej
Polskie Towarzystwo Diagnostyki Technicznej
Zespół Diagnostyki SPE KBM PAN
Prof. dr hab. inż. Janusz Gardulski – przewodniczący
Dr inż. Bogusław Łazarz
Dr inż. Henryk Madej
Mgr inż. Jan Warczek

Zrecenzowane i zakwalifikowane do druku materiały z sympozjum zebrano i wydano w postaci książkowej. W opracowaniu zamieszczono następujące prace:

1. Jan Adamczyk, Piotr Krzyworezka, Witold Cioch: *Dynamiczna redukcja niestacjonarności sygnału drganiowego maszyn wirnikowych.*
2. Jan Adamczyk, Witold Cioch: *Identyfikacja źródeł hałasu w kotłowni.*
3. Andrzej Ambrozik, Stanisław W. Kruczyński: *Modelowanie pracy trójfunkcyjnych reaktorów katalitycznych spalin na potrzeby diagnostyki pokładowej.*
4. Walter Bartelmus, Radosław Zimroz: *Analiza widmowa drganiowych sygnałów diagnostycznych wielostopniowych przekładni zębatych.*
5. Marcin Bednarski, Wojciech Cholewa, Wiktor Frid: *Zastosowanie modeli odwrotnych w diagnostyce reaktorów jądrowych typu BWR.*
6. Lesław Będkowski, Tadeusz Dąbrowski: *Wnioskowanie diagnostyczne w oparciu o właściwości niezawodnościowo-potencjałowe systemu.*
7. Lesław Będkowski, Tadeusz Dąbrowski, Mieczysława Prażewska: *Właściwości niezawodnościowo-potencjałowe systemu w aspekcie diagnostycznym.*
8. Arkadiusz Boczkowski: *Próba zastosowania estymatorów, punktowych i ich dyskryminant w ocenie poprawności wykonania i montażu samochodowych skrzyń przekładniowych.*
9. Ryszard Borowski: *Monitorowanie i diagnostyka stanu silnika indukcyjnego z uwzględnieniem zbiorów rozmytych i macierzy stanu.*
10. Zbigniew Burski, Romuald Sadkiewicz: *Model związków przyczynowych powstawania drgań tulei cylindrowej silnika ciągnika.*
11. Zbigniew Burski, Joanna Tarasińska, Romuald Sadkiewicz: *Zastosowanie interakcji czynnikowej w badaniach symulacyjnych dynamiki drgań pary kinematycznej silnika w warunkach zapylenia powietrza.*
12. Czesław Cempel: *Multi Dimensional Condition Monitoring of Mechanical Systems in Operation.*
13. Adam Charchalis, Bogdan Pojawa: *Badania endoskopowe części przepływowej silników turbinowych LM-2500.*
14. Adam Charchalis, Bogdan Pojawa: *Badania układów rozruchowych okrętowych turbinowych silników spalinowych.*
15. Zbigniew Dąbrowski, Jacek Dziurdź, W. Wojciech Skórski: *Próba analizy stanu profili kompozytowych metodami wibroakustycznymi.*
16. Zbigniew Dąbrowski, Marcin Kurkiewicz: *Próba identyfikacji dróg propagacji sygnału wibroakustycznego w dwucylindrowym silniku spalinowym.*

17. Janusz Gardulski, Jan Warczek: *Badania wpływu użytkownika na komfort jazdy w samochodzie osobowym.*
18. Andrzej Grządziela, Grzegorz Grzeczka: *Badania wpływu zakłócenia procesu wtrysku paliwa w silniku napędowym zespołu zasilania elektrycznego SW400 na rejestrowane parametry drganiowe.*
19. Jan Idzikowski, Marek Zellma: *Identyfikacja wybranych parametrów silnika elektrycznego przy pomocy funkcji sklepanych.*
20. Marcin Jasiński, Stanisław Radkowski: *Wykorzystanie PCA w szczegółowej diagnostyce przekładni zębatej.*
21. Jan Kaźmierczak: *Przedmiot „Diagnozowanie i monitorowanie w systemach technicznych” koncepcja programu kształcenia na Wydziale Organizacji i Zarządzania.*
22. Jan Kiciński: *Sprzężone formy drgań w budowie maszyn - próba określenia wyróżnika diagnostycznego.*
23. Grzegorz Klekot: *Weryfikacja modelu propagacji energii wibroakustycznej na przykładzie kabiny kierowcy samochodu ciężarowego.*
24. Dariusz Kossowski, Stanisław Radkowski: *Wykorzystanie transformaty Hilberta w określaniu składowych sygnału wibroakustycznego.*
25. Stanisław W. Kruczyński, Jacek Łączyński, Dariusz Tomaszewski: *Ocena sygnałów diagnostycznych z czujników tlenu podczas symulowanej dezaktywacji trójfunkcyjnego reaktora katalitycznego spalin.*
26. Stanisław W. Kruczyński, Jacek Łączyński, Dariusz Tomaszewski: *Ocena sygnałów diagnostycznych przyrostu temperatur podczas symulowanej dezaktywacji trójfunkcyjnego reaktora katalitycznego spalin.*
27. Piotr Krzyworzeka, Witold Cioch: *Pętla synchronizacji fazy w diagnozowaniu głośnika.*
28. Waldemar Kurowski: *Układ pomiarowy do diagnostyki urządzeń technicznej.*
29. Karol Listewnik: *Diagnostyka okrętowych zespołów prądotwórczych metodą analizy parametrów energetycznych prądnicy synchronicznej.*
30. Jędrzej Mączak, Stanisław Radkowski: *Algorytm wczesnego wykrywania zmęzeniowego uszkodzenia zębów w przekładni zębatej.*
31. Ryszard Michalski, Piotr Szczygłak: *Identyfikacja modelu symulacyjnego agregatu ciągnikowego w aspekcie diagnostyki użytkowej.*
32. Wojciech Moczulski, Piotr Tomasik, Dominik Wachla: *Odkrywanie wiedzy w diagnostycznych bazach danych.*
33. Jerzy Motylewski, Kazimierz Krawczyk, doc. Marcin Kowalski, Tomasz Zmierczak: *Koncepcja struktury wibroakustycznego systemu diagnostycznego lotniczego zespołu napędowego.*
34. Stanisław Niziński: *Koszty eksploatacji a diagnostyka obiektów technicznych.*
35. Zenon Orłowski, Tomasz Gałka: *Diagnozowanie turbin parowych na podstawie badań wibracyjnych i analizy procesów zmęczenia i pękania materiału.*
36. Jarosław Pankiewicz: *Wykorzystanie efektów nieliniowych w diagnozowaniu elementów lekko-sprężystych.*
37. Józef Pszczółkowski: *Diagnostyczne cechy rozruchu tłokowych silników spalinowych.*
38. Stanisław Radkowski, Paweł Rybka: *Wykorzystanie metody FMEA w ocenie stacji serwisowej.*
39. Stanisław Radkowski, Maciej Zawisza: *Obwiednia sygnału wibroakustycznego jako parametr diagnostyczny zmęzeniowego uszkodzenia podstawy zęba w przekładni zębatej.*
40. Anna Timofiejczuk: *Zastosowanie metod analizy obrazów w identyfikacji zmian cech sygnałów diagnostycznych.*
41. Andrzej Wilk, Bogusław Łazarz, Henryk Madej, Grzegorz Wojnar: *Metody wczesnego wykrywania lokalnych uszkodzeń kół zębatych.*
42. Paweł Wirkowski, Andrzej Grządziela: *Badanie relacji pomiędzy stanem niewyważenia a sygnałem drganiowym wału sztywnego z tarczą.*
43. Bogdan Wysogład, Ryszard Wyczółkowski: *Przykład zastosowania transformacji falkowej do identyfikacji niesprawności łożysk tocznych z zastosowaniem klasyfikatora neuronalnego.*

**XI Konferencja
„DIAGNOSTYKA MASZYN ROBOCZYCH
I POJAZDÓW”
III „FORUM MŁODYCH”**

W dniach 13 – 15 czerwca odbyła się konferencja naukowa „DIAGNOSTYKA MASZYN ROBOCZYCH I POJAZDÓW” oraz spotkania młodych pracowników pod nazwą FORUM MŁODYCH. Organizatorami konferencji byli: Wydział Mechaniczny ATR w Bydgoszczy, PTDT, Zespół Środowiskowy SPE KBM PAN – Gdańsk. Składy Honorowego Komitetu Naukowego, Komitetu Naukowego oraz Komitetu Organizacyjnego opublikowano w nr 25 *Diagnostyki*.

Konferencja i spotkania te mają już swoją tradycję, o czym świadczą liczby porządkowe tych spotkań. Po raz pierwszy organizatorzy przyjęli formułę połączenia Konferencji Naukowej i Forum Młodych, co powinno zwiększyć efektywność spotkań naukowych pomiędzy „młodymi gniewnymi” i ich „mistrzami”, w trakcie których:

a) Samodzielni pracownicy nauki przedstawili swoje dokonania naukowe i doświadczenia w zakresie analizy i oceny aktualnego stanu diagnostyki maszyn roboczych i pojazdów,

postępu nauki w diagnostyce maszyn oraz zaprezentowali wyniki badań i ich zastosowania praktyczne. Ponadto przedstawili swoje przemyslenia i dokonania w zakresie promocji prac naukowych;

- b) Młodzi pracownicy nauki pod okiem Swoich „mistrzów” zaprezentowali tematykę realizowanych prac;
- c) Odbływały się konsultacje pomiędzy uczestnikami (mistrz - uczeń).
Tematyka KONFERENCJI jak i FORUM MŁODYCH obejmuje problemy naukowe z obszaru budowy i eksploatacji maszyn, uwzględniające dokonania zarówno od strony teorii jak i zastosowań praktycznych w zakresie:
 - a) Modelowania i symulacji stanów maszyn;
 - b) Badań diagnostyczne maszyn i procesów technologicznych;
 - c) Projektowania systemów diagnostycznych i ich zastosowania praktyczne;
 - d) Monitorowania i zarządzania systemów;
 - e) Dydaktyki w diagnostyce maszyn.

Konwencją charakterystyczną tego spotkania naukowego jest jego szkoleniowy charakter w części referatów zamówionych oraz doniesień z dokonań młodych pracowników nauki części referatów nadesłanych. Prezentowane prace zawierają wiele cennego, praktycznego materiału, będącego wynikiem wieloletnich przemysleń i badań zarówno „mistrzów” jak i młodych pracowników nauki.

Henryk Tylicki

Wykaz prac opublikowanych w Materiałach Konferencyjnych XI Konferencji „DIAGNOSTYKA MASZYN ROBOCZYCH I POJAZDÓW” Bydgoszcz –Borówno’2002:

1. Żółtowski Bogdan: *Deskryptory diagnostycznego systemu eksploatacji maszyn*
2. Ambrozik Andrzej, Kruczyński Stanisław, Łączyński Jacek, Tomaszewski Dariusz: *Pomiary temperatur w diagnozowaniu pokładowym trójfunkcyjnego reaktora katalitycznego spalin*
3. Ambrozik Andrzej, Kruczyński Stanisław, Łączyński Jacek, Tomaszewski Dariusz: *Pomiary stężeń tlenu w diagnozowaniu pokładowym trójfunkcyjnego reaktora katalitycznego spalin*
4. Niziński Stanisław, Ligier Krzysztof: *Koncepcja modelu matematycznego kosztów eksploatacji obiektów technicznych*
5. Басинюк В. Л., Мардосевич Е. И.: *Металлокерамические механические и гидравлические привода*
6. Wawrzyński Wojciech: *Rozwiązania diagnostyczne w sieciach informatycznych*
7. Jastrzebow Andrzej, Gad Stanisław, Słoń Grzegorz.: *Analiza komputerowa diagnozowania defektów alternatora z wykorzystaniem sztucznej sieci neuronowej*
8. Monieta Jan: *Diagnostyka systemu antropotechnicznego siłowni okrętowej*
9. Sitek Kazimierz: *Polskie linie diagnostyczne*
10. Niziński Stanisław: *Refleksje o pisaniu pracy doktorskiej*
11. Pawletko Rafał: *Wykorzystanie sieci neuronowej do diagnozowania wybranych niesprawności silnika okrętowego*
12. Zając Grzegorz, Plizga Krzysztof: *Wpływ nastaw regulacyjnych odstepu elektrod świecy zapłonowej na emisję toksycznych składników spalin*
13. Barczewski Roman, Krakowiak Małgorzata: *Identyfikacja źródeł drgań wpływających na strukturę geometryczną powierzchni w procesie zewnętrznego szlifowania wałów*
14. Boczkowski Arkadiusz: *Analiza wrażliwości diagnostycznej wybranych ocen sygnałów wibroakustycznych w dziedzinie czasu na przykładzie samochodowych skrzyń przekładniowych*
15. Perczyński Daniel, Kolber Paweł: *Analiza systemu transformacji energii elektrycznej*
16. Budzyński Adam: *Wstęp do numerycznego modelu kinematycznego przedniego podwozia podporowego samolotu transportowego M28*
17. Nowak Bartosz: *Identyfikacja zagrożenia drganiowego wybranych siedzisk operatora kierowcy w warunkach drogowych*
18. Bocheński Cezary: *Metody badania procesów spalania w silnikach tłokowych*
19. Bocheński Cezary, Mruk Roman: *Metody oceny stanu technicznego układu Common Rail z wykorzystaniem systemów komputerowych*
20. Kurowski Waldemar, Józefiak Izabela, Pankowski Andrzej: *Badanie charakterystyk sygnałów diagnostycznych*
21. Kaźmierczak Henryk: *Badania trwałości zmęczeniowej maszyn metodą analizy rozkładu mocy obciążeń dynamicznych*
22. Шевченко В. С., Басинюк В. Л., Мардосевич Е.И.: *Diagnostics and monitoring of tractor hydraulic drives technical condition*
23. Burski Zbigniew, Tarasińska Joanna, Sadkiewicz Romuald: *The researches on the vibrations of the engine units by the method of multifactor interactions of variances under the conditions of work environment pollution*
24. Salamon Szymon, Żółtowski Bogdan: *Diagnozowanie szczelności układów hamulcowych pojazdów samochodowych*
25. Kupraszewicz Wiktor, Żółtowski Bogdan: *Dobór zespołów ekspertów do diagnozowania stanu maszyny*
26. Redmann Roman: *Urządzenia diagnostyczne pojazdów*
27. Kosowski Krzysztof, Piwowarski Marian: *Wpływ mimosrodowego przemieszczenia wału względem korpusu na wymuszenia aerodynamiczne generowane w uszczelnieniu nadbandażowym wirnika turbinowego*
28. Kozłowska Anna: *Udział gospodarstw*

- wiejskich w łącznym obciążeniu stacji transformatorowej
29. Sadkiewicz Romuald, Burski Zbigniew: *Statystyczna ocena niezawodności silnika ZMZ-53 samochodu GAZ-53*
 30. Banaszek Sławomir: *Wyznaczanie współczynników dynamicznych ramy fundamentowej wirnika laboratoryjnego w oparciu o przedziały adekwatności*
 31. Listewnik Krystian: *Możliwości monitorowania i diagnozowania wybranych elementów układu hydraulicznego podbijarki torowej typu 09-32 CSM firmy Plasser&Theuerer*
 32. Sempruch Janusz, Światała Aleksander: *Metoda badania dwuosiowego zmęczenia, na jednoosiowej maszynie zmęczeniowej, z wykorzystaniem krzyżowych próbek romboidalnych*
 33. Karpusiewicz Maciej: *O pewnej metodzie rozpoznawania krawędzi w obrazach cyfrowych*
 34. Adam Mazurkiewicz: *Budowanie modelu 3D złożonej struktury geometrycznej na przykładzie kości beleczkowej*
 35. Mrozik Maria: *Systemy informatyczne w zarządzaniu przedsiębiorstwem*
 36. Dyner Marcin, Salomon Szymon, Żółtowski Bogdan: *Koszty eksploatacji obiektów technicznych w małych i średnich przedsiębiorstwach produkcyjnych branży metalowej*
 37. Dyner Marcin, Żółtowski Bogdan: *Metody amortyzacji środków trwałych w świetle polskiego prawodawstwa*
 38. Dyner Marcin, Grabowski Cyprian: *Badanie szczelności komory spalania i pompy wtryskowej silników wysokoprężnych*
 39. Tylicki Henryk, Leszek Surówka: *Podatność diagnostyczna układów hydraulicznych maszyn roboczych*
 40. Rychlik Arkadiusz: *Hybrydowy System Ekspertowy zorientowany na diagnozowanie eksploatacyjne (defektacja uszkodzeń)*
 41. Ligier Krzysztof: *Modelowanie współpracy koła z glebą z wykorzystaniem reologii*
 42. Borowski Sylwester: *Analiza przebiegu temperatury w belach siana z dodatkiem preparatu ciekłego*
 43. Dobór zespołów ekspertów do diagnozowania stanu maszyny.
 4. Żółtowski Bogdan: *Deskryptory diagnostycznego systemu eksploatacji maszyn*
 5. Tylicki Henryk, Leszek Surówka: *Podatność diagnostyczna układów hydraulicznych maszyn roboczych*
 6. Banaszek Sławomir: *Wyznaczanie współczynników dynamicznych ramy fundamentowej wirnika laboratoryjnego w oparciu o przedziały adekwatności*
 7. Henryk Kaźmierczak: *Badania trwałości zmęczeniowej maszyn metodą analizy rozkładu mocy obciążeń dynamicznych*
 8. Mariusz Chalamoński: *Diagnozowanie układów hydrauliki maszynowej*
 9. Tadeusz M. Dąbrowski: *Metrologiczno-informacyjne aspekty badań diagnostycznych*
 10. Karol Kwiatkowski, Bogdan Żółtowski: *Ekologiczne aspekty oddziaływania silników wysokoprężnych*
 11. Krzysztof Łukasik: *Możliwości analizy wibroakustycznej i badań diagnostycznych systemu przepływowego*
 12. Mariusz Gibiec: *Neuronowe mapy cech w systemie diagnostycznym elektrowni*
 13. Małgorzata Łatuszyńska, Marek Jankowski: *Modelowanie przedsiębiorstwa transportowego w ujęciu obiektowym*
 14. Jacek Cieślík: *Zastosowanie natężenia dźwięków strukturalnych do diagnostyki nieciągłości belek i płyt*
 15. Henryk Tylicki: *Redukcja informacji diagnostycznej w rozpoznawaniu stanu maszyn*

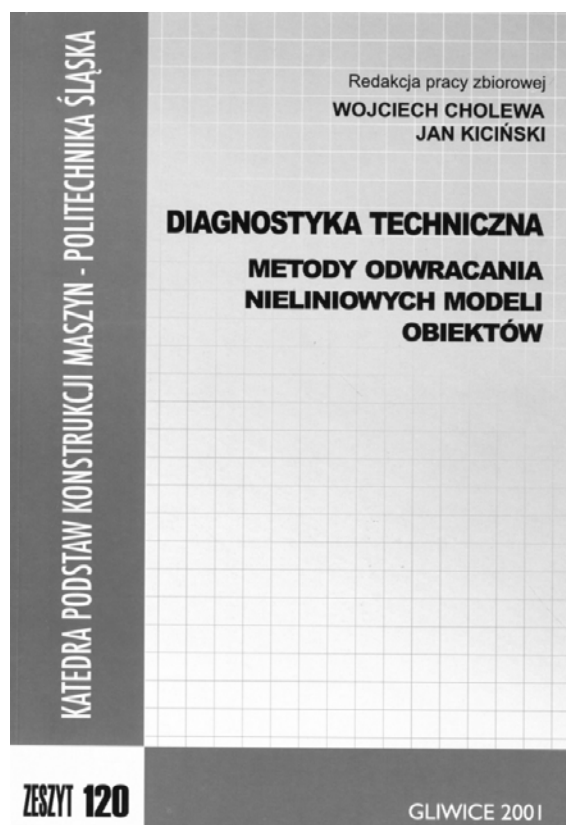
**Prace przewidziane do publikacji w nr 27
Diagnostyki, które Autorzy referowali na
Konferencji:**

1. Ambrozik Andrzej, Kruczyński Stanisław, Łączyński Jacek, Tomaszewski Dariusz: *Pomiary temperatur w diagnozowaniu pokładowym trójfunkcyjnego reaktora katalitycznego spalin*
2. Ambrozik Andrzej, Kruczyński Stanisław, Łączyński Jacek, Tomaszewski Dariusz: *Pomiary stężeń tlenu w diagnozowaniu pokładowym trójfunkcyjnego reaktora katalitycznego spalin*
3. Bocheński Cezary, Mruk Roman: *Metody oceny stanu technicznego układu Common Rail z wykorzystaniem systemów komputerowych*

Artykuły opublikowane w Diagnostyce 26:

1. Kosowski Krzysztof, Piwowarski Marian: *Wpływ mimośrodowego przemieszczenia wału względem korpusu na wymuszenia aerodynamiczne generowane w uszczelnieniu nadbandażowym wirnika turbinowego*
2. Burski Zbigniew, Tarasińska Joanna, Sadkiewicz Romuald: *The researches on the vibrations of the engine units by the method of multifactor interactions of variances under the conditions of work environment pollution*
3. Kupraszewicz Wiktor, Żółtowski Bogdan:

Recenzje



Monografia „Diagnostyka techniczna, metody odwracania nieliniowego modeli obiektów” zawiera wyniki, badań prowadzonych w Instytucie Maszyn Przepływowych PAN w Gdańsku i w Katedrze Podstaw Konstrukcji Maszyn Politechniki Śląskiej w Gliwicach. Jest ona kontynuacją pracy, „Diagnostyka techniczna. Odwrotne modele diagnostyczne” pod redakcją W. Cholewy i J. Kicińskiego (1997). Problem rozwiązany w monografii dotyczy trudności związanych z próbami pozyskiwania wiedzy dla potrzeb diagnostycznego systemu nadzoru bloków energetycznych dużej mocy. Okazało się, że tradycyjnej techniki pozyskiwania relacji diagnostycznych dla baz wiedzy, oparte na wcześniejszej znajomości par złożonych z poawaryjnych opisów stanu obiektu (np. defektów) i obserwowanych symptomów, uwarunkowanych tymi stanami, w wielu przypadkach mogą być mało efektywne. Stwierdzono wysoką przydatność badań symulacyjnych pozwalających na kompletowanie par *stan-symptom* zgodnie z odpowiednim planem badań, który może być aktualizowany dynamicznie. Prowadzenie takich badań wymaga wcześniejszej starannej weryfikacji i walidacji narzędzi badawczych występujących w postaci programów komputerowych, umożliwiających prowadzenie badań symulacyjnych. Stosowanie tych sprawdzonych narzędzi wymaga również odpowiedniego „dostrojenia” parametrów

opisujących rozpatrywany układ mechaniczny.

Obiektami opisywanych w monografii badań symulacyjnych, ilustrujących możliwości bezpośredniego pozyskiwania relacji diagnostycznych, były maszyny wirnikowe. Badania obejmowały zarówno obiekt laboratoryjny (IMP PAN w Gdańsku) w postaci wirnika ułożyskowanego ślizgowo, jak i obiekt przemysłowy w postaci turbozespołu 13K.215 o mocy 200 MW.

Podczas poszukiwania skutecznych sposobów wspomagania procesów pozyskiwania wiedzy diagnostycznej stwierdzono, że modele odwrotne pozwalają na właściwe reprezentowanie wyników badań symulacyjnych. Stwierdzona została również przydatność tych modeli do racjonalnego planowania badań symulacyjnych.

Początkowo odwrotne modele diagnostyczne rozpatrywano jako modele globalne, które zapisywane były w postaci sieci neuronalnych. Na podstawie przeprowadzonych badań stwierdzono, że stosowanie modeli globalnych (np. w postaci sieci neuronalnych) związane jest z licznymi niedogodnościami, wśród których największymi są wysokie koszty identyfikacji i doskonalenia modeli. Zwrócono uwagę na możliwość rozpatrywania odwrotnych modeli lokalnych i zaproponowano algorytmy ich wyznaczania. Cechą charakterystyczną wprowadzonych modeli lokalnych jest to, że są one definiowane na podstawie odpowiedniego zbioru przykładów wzorcowych. Przykłady te są gromadzone w celu umożliwienia stosowania lokalnych modeli odwrotnych, w odróżnieniu od modeli globalnych, zastępujących dane, na podstawie których modele te zostały wyznaczone. O jakości modeli lokalnych decyduje między innymi jakość przykładów wzorcowych. Podjęto badania dotyczące poszukiwania metod doskonalenia omawianych zbiorów, przykładaj.

Monografia zawiera 11 rozdziałów.

W rozdziale 1 i 2 przedstawiono koncepcję modeli odwrotnych oraz zestawiono wybrane algorytmy pozwalające na identyfikację i stosowanie takich modeli. Wskazano, że modele odwrotne mogą być wyznaczane jako modele aproksymacyjne zastępujące dane uczące oraz modele interpolacyjne na zbiorach wzorcowych przykładów danych uczących. Omówiono zalety modeli lokalnych i pokazano różne sposoby ich definiowania w postaci interpolacyjnych modeli odwzorowań.

W rozdziale 3. omówiono sposoby wybierania obserwowanych sygnałów diagnostycznych i zbiorów cech tych sygnałów, których wartości mogą być odpowiednimi danymi wejściowymi do modeli odwrotnych. Zaproponowano kryteria wyboru bazujące na różnych miarach wrażliwości cech sygnałów na zmiany stanu. Metody badania wrażliwości zilustrowano przykładem ich zastosowania do oceniania sygnałów

wibroakustycznych przekładni zębatej.

W rozdziale 4. pokazano dwa różne sposoby dynamicznego planowania badań symulacyjnych. Pierwszy z nich bazuje na założeniu, iż badania symulacyjne powinny być prowadzone dla tak dobieranych stanów, aby wyznaczane cechy sygnałów diagnostycznych posiadały równomierne rozkłady w wielowymiarowych przestrzeniach ich wartości. Wprowadzonym, alternatywnym sposobem planowania badań symulacyjnych jest postępowanie bazujące na ogólnej koncepcji algorytmów genetycznych i programowania ewolucyjnego, zaadaptowanej do potrzeb optymalizacji zbioru wzorcowych przykładów dla lokalnych modeli odwrotnych.

Podczas poszukiwania odpowiednich postaci modeli odwrotnych oraz poszukiwania algorytmów identyfikacji tych modeli wystąpiła potrzeba dysponowania prostym modelem numerycznym układu nieliniowego, pozwalającym na testowanie różnych koncepcji proponowanych rozwiązań. Przykłady modeli numerycznych zastosowanych w tym celu opisano w rozdziałach 5. i 6. W rozdziale 5. pokazano model układu dwóch zderzających się mas, gdzie jako cechę stanu przyjęto średnią odległość drgających mas. W rozdziale 6. pokazano model układu zawierającego nieliniowy element sprężysty o wykładniczej charakterystyce sztywności, gdzie jako cechę stanu przyjęto wykładnik tej charakterystyki.

Dla maszyn wirnikowych sygnałami diagnostycznymi są sygnały drgań łożysk, a zwłaszcza sygnały przemieszczeń względnych czopów w łożyskach ślizgowych. W rozdziale 7. przeprowadzono przegląd propozycji dotyczących różnych cech sygnałów przemieszczeń względnych. Liczne omawiane tam cechy stanowią nowe, oryginalne propozycje.

Podstawowym założeniem związanym z omawianymi diagnostycznymi modelami odwrotnymi jest to, że dysponuje się odpowiednio zweryfikowanym modelem numerycznym, pozwalającym na symulowanie działania rozpatrywanego obiektu. W rozdziale 8. przedstawiono bardzo zwięzły przegląd opracowanego oprogramowania oraz przeprowadzonych prac związanych ze strojeniem modeli numerycznych. Pokazano rodzinę programów pozwalających na rozwiązywanie zagadnień dynamiki liniowej i nieliniowej, bazujących na oryginalnych modelach opracowanych przez Autorów.

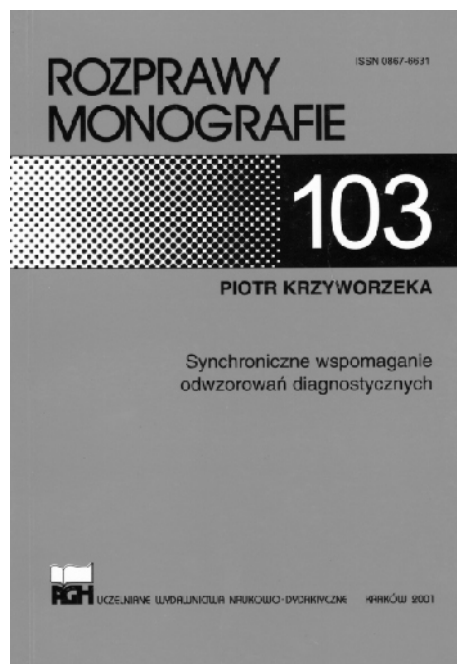
Przedstawiono wyniki czynnych diagnostycznych eksperymentów numerycznych, pokazujących możliwości bezpośredniej identyfikacji, reguł diagnostycznych, za pomocą opracowanego oprogramowania. W rozdziale 9. rozpatrywano stany techniczne wirnika wielopodporowego związane z nadmiernymi przemieszczeniami podpór łożyskowych. Zwrócono między innymi uwagę na potrzeby i możliwości definiowania technicznych progów stabilności

układów mechanicznych. W rozdziale 10. badano możliwości symulowania takiego złożonego stanu technicznego, jakim jest pęknięcie wirnika wymagające badania sprzężonych form drgań. Uzyskanie zadawalających wyników numerycznych badań takich drgań wymagało precyzyjnego dostrojenia parametrów programów do danych eksperymentalnych w zakresie dynamiki nieliniowej. Rozdziały te zawierają przykłady kart diagnostycznych formułowanych na podstawie badań. Są one jednocześnie ilustracją zakresu możliwych do prowadzenia badań symulacyjnych.

Monografie kończy rozdział 11 zawierający prosty przykład ilustrujący sposób postępowania wymagany podczas definiowania odwrotnego modelu diagnostycznego i polegający na łącznej realizacji działań opisanych w rozdziałach od 2 do 10 niniejszej pracy.

Opracowania można polecić pracownikom naukowym, projektantom złożonych maszyn wirnikowych oraz diagnostom z zakładów produkcyjnych.

Ryszard Michalski



Synchronizm niezamierzony związany jest z działaniem systemów i to nie tylko technicznych, w których realizacja celu podstawowego wiąże się z cyklicznym powtarzaniem sekwencji zdarzeń. Autor podejmuje próbę wykorzystania tego zjawiska dla wspomagania procedur odtwarzania przez systemy diagnozujące informacji o ewolucji dynamicznych procesów resztkowych, w systemach diagnozowanych. Traktuje synchronizm jako wielowartościową własność mierzalną, formalizowaną przez rozmytą relację bliskości dwu ciągów zdarzeń. Opis taki pozwolił wyróżnić szereg kategorii fenomenu i wprowadzić wskaźniki stopnia synchronizmu dla oceny efektów

wspomagania. Część aplikacyjna przedstawia cztery procedury wykorzystujące synchronizację: cyklem kinematycznym, odtworzonym sygnałem nośnym, przekrojem płaskim transformaty falkowej i kierunkiem innowacji w przestrzeni symptomów.

W rozdziale 1 i 2 podano i zdefiniowano pojęcie synchronizmu, redakcyjny opis synchronizmu ze szczególnym uwzględnieniem relacji wielowartościowej oceny lokalnej, globalnej i uogólnionej. Opisano synchronizację w sensie statystycznym i desynchronizację.

W rozdziale 3 Autor przedstawił modele wspomaganie synchronicznego w maszynie, jako modele jakościowe. Proponowany przez Autora model jakościowy powinien obejmować następujące grupy cech:

- zbiór cech diagnostycznych;
- cechy związane z funkcjonowaniem obiektu;
- zbiór niekontrolowanych cech zakłócających reprezentujących procesy bezpośrednio niesterowalne i niemierzalne;
- własność wspomagająca odwzorowanie;
- własność dotycząca pewnej strategii działań dla uzyskania najlepszego rezultatu.

Tak określony model jakościowy jest deterministyczny w sensie jednoznacznego sprecyzowania jego elementów składowych. Do celów praktycznych bezpośrednio nieprzydatny, jednak podstawę tworzenia modeli ilościowych oraz konstruktywnej interpretacji ich odwzorowań.

W rozdziale 4 Autor opisuje modulację sygnału drganiowego maszyny i ze względu na sygnał nośny zaliczył je do grupy modulacji amplitudy impulsu (ang. PAM), modulacji fazy lub położenia impulsu (PPM), modulacji częstotliwości impulsu (PFM) oraz modulacji szerokości impulsu (PWM).

Badania wykazują, że w praktyce zarówno początek jak i maksimum oddziaływania dynamicznego pomiędzy elementami pary kinematycznej nie wiąże się ze ściśle określonymi momentami cyklu, ale podlegają trendowi oraz fluktuacjom nie uwarunkowanym

dynamicznie, co utrudnia znalezienie dokładnego rozwiązania równań dynamiki. Według Autora modulacja sygnału drganiowego (MSDM) modelu sygnałowego maszyny cyklicznej jest wynikiem desynchronizacji ciągu impulsów siły przez proces resztkowy.

W rozdziale 5 Autor rozważa rezultaty odwzorowań globalnych i lokalnych w eksperymencie identyfikacji diagnostycznej.

Synchronizacja dyskretnych reprezentacji sygnałów, z uwzględnieniem synchronizmu czasu i cyklu przedstawiono w rozdziale 6.

Rozdział 7 został poświęcony synchronicznemu wspomaganie demodulacji PPM, natomiast zagadnienia synchronizacji obrazów drgań zostały przedstawione w rozdziale 8. Synchronizm w przestrzeni odwzorowań lokalnych opisano w rozdziale 9, podając między innymi: przestrzenne implikacje definicji synchronizmu, etapy synchronizacji, wybór charakterystyk odwzorowujących oraz zasady eksperymentu porównawczego. Posumowania pracy dokonano w rozdziale 10.

Książka zawiera również cztery dodatki poświęcone: rodzajom eksperymentów identyfikacji diagnostycznej, pasmom częstotliwości modulacji kąta, własnościom odwzorowań oraz relacyjnym miarom odwzorowań globalnych.

Opisana monografia może być wykorzystana zarówno w przypadkach opracowywania teoretycznych zagadnień związanych z synchronizmem, jak również praktycznych metod diagnostycznych, w których stosuje się synchroniczne wspomaganie odwzorowań diagnostycznych.

Ryszard Michalski

POLSKIE TOWARZYSTWO DIAGNOSTYKI TECHNICZNEJ
POLISH ASSOCIATION OF DIAGNOSTIC ENGINEERING
ZARZĄD GŁÓWNY / CENTRAL BOARD

Protokół z zebrania Zarządu Głównego PTDT. Węgierska Górka, 05.03. 2002 r.

Zebranie otworzył Prezes PTDT prof. Zenon Orłowski, który po zapoznaniu się z listą obecności oznajmił, że obecnych jest 11 członków Zarządu Głównego oraz 3 członków Głównej Komisji Rewizyjnej (lista w załączeniu), wobec czego na zebraniu możliwe jest podejmowanie uchwał. Następnie przedstawił proponowany porządek obrad, który został jednogłośnie przyjęty.

W dalszej kolejności Prezes PTDT przedstawił i omówił bilans działalności za 2001 rok. Następnie przewodniczący Głównej Komisji Rewizyjnej dr Jerzy Motylewski przedstawił sprawozdanie finansowe za 2001 rok i zaproponował przyjęcie dwu uchwał:

1. Przyjęcie i zatwierdzenie sprawozdania finansowego,
2. Pokrycie straty z funduszu statutowego.

W związku z tym podjęto następujące uchwały:

UCHWAŁA NR 1

Zarząd Główny Polskiego Towarzystwa Diagnostyki Technicznej, po zapoznaniu się ze sprawozdaniem finansowym za 2001 rok, podejmuje uchwałę o jego zatwierdzeniu.

Węgierska Górka, 5.3.2002 r.

UCHWAŁA NR 2

Zarząd Główny Polskiego Towarzystwa Diagnostyki Technicznej, po zatwierdzeniu sprawozdania finansowego za 2001 rok, podejmuje uchwałę o pokryciu straty z działalności, wynoszącej 3921,84 zł, z funduszu statutowego.

Węgierska Górka, 5.3.2002 r.

Następnie redaktor naczelny 'Diagnostyki', prof. Ryszard Michalski, omówił działalność związaną z dalszym wydawaniem czasopisma. Zaproponowano przyjęcie ceny 5 zł za 1 egzemplarz dla członków PTDT oraz 12 zł za 1 egzemplarz dla pozostałych osób i instytucji. Propozycje te zostały w głosowaniu przyjęte.

Następnie Prezes PTDT przedstawił informację na temat V Konferencji 'Diagnostyka Techniczna Urządzeń i Systemów 'DIAG'03' oraz konferencji CMVA 2002.

W dalszej kolejności prof. Czesław Cempel przedstawił informację na temat planowanego wydania „Poradnika Inżynierii Diagnozowania”.

Następnie Prezes PTDT przedstawił program działalności PTDT na 2002 r., który został przyjęty bez żadnych zastrzeżeń.

W dalszej kolejności, pod nieobecność prof. Czesława Cempla, prof. Wojciech Batko zaproponował zgłoszenie przez PTDT osoby prof. Czesława Cempla jako kandydata do Nagrody Fundacji na Rzecz Nauki Polskiej w dziedzinie „nauki techniczne”. Po głosowaniu propozycja ta została jednogłośnie przyjęta.

W dyskusji omawiano następujące sprawy:

- możliwość dofinansowania działalności PTDT przez samorządy lokalne (prof. Jan Kaźmierczak, dr Jerzy Motylewski);
- promocję czasopisma 'Diagnostyka' (prof. Ryszard Michalski);
- kwestię przyciągnięcia młodych pracowników naukowych do PTDT (prof. Stanisław Radkowski, prof. Wojciech Moczulski).

Na tym zebranie zakończono.

Protokołował

Tomasz Gałka



Wydział Mechaniczny przez cały czas swojego istnienia od roku 1951 wypromował 3769 inżynierów i 2361 magistrów. Dowodem niekwestionowanego rozwoju jest przyznanie Wydziałowi Mechanicznemu ATR przez centralną Komisję ds. Tytułu Naukowego i Stopni Naukowych uprawnień do nadawania stopnia naukowego doktora nauk technicznych w dyscyplinie budowa i eksploatacja maszyn. Na Wydziale pracuje 21 samodzielnych pracowników nauki, w tym 9 profesorów tytularnych. Te liczby i znaczny dorobek pracowników Wydziału pozwoliły na przygotowywanie wniosku o nadanie uprawnień do nadawania stopnia doktora habilitowanego. Problematyka naukowa Wydziału realizowana jest głównie w ramach badań statutowych (13 tematów), badań własnych (13 tematów), a także 8 realizowanych aktualnie projektów badawczych KBN. Złożono również kilkanaście wniosków o finansowanie dalszych projektów badawczych KBN. Wydział współpracuje z wieloma uczelniami zagranicznymi, m.in. Technicznym Uniwersytetem w Aachen, Technicznym Uniwersytetem w Chemnitz, Technicznym Uniwersytetem i Instytutem Tworzyw Sztucznych w Wiedniu, Ukraińskim Państwowym Uniwersytetem Lasotechnicznym we Lwowie, Żylińskim Uniwersytetem w Żylinie, Białoruską Państwową Akademią Politechniczną w Mińsku, Uniwersytetem Gesamthochschule Paderborn, Państwowym Instytutem Mechaniki Precyzyjnej i Optyki w Sankt Petersburgu, Uniwersytetem Erlangen - Norymberga, Politechniką w Jarosławiu. Współpraca naukowa dotyczy głównie nowoczesnych technologii przetwórstwa materiałów o zmiennych właściwościach; ponadto konstrukcji maszyn w zakresie podstawowym i stosowanym (od teorii wytrzymałości zmęczeniowej do nowoczesnych rozwiązań maszyn "widzących"); celowego kształtowania właściwości materiałów i tworzyw konstrukcyjnych w tym między innymi wielkocząsteczkowych tworzyw poużytkowych. Wydział Mechaniczny ATR jest organizatorem cyklicznych konferencji o zasięgu międzynarodowym i krajowym: "Electromachining", "Konstrukcja - Wytwarzanie - Eksploatacja", "Międzynarodowa Konferencja Inżynierii Rozdrabniaczy ICCE", "Narzędzia do Obróbki Plastycznej", "Diagnostyka Maszyn", Sympozjum Międzysekcyjnego Zespołu Zmęczenia i Mechaniki Pękania Materiałów i Konstrukcji "Zmęczenie i Mechanika Pękania", Międzynarodowa Konferencja "Recykulacja w Budowie Maszyn ICMR", "Technologia Obróbki przez Nagniatanie", "Elastyczność Geometryczno - Kinematyczna Narzędzi Skrawających", "Forum Młodych".

Pracownicy Wydziału czynnie uczestniczą również w konferencjach organizowanych przez inne ośrodki w kraju i za granicą. W latach 1999-2000 uczestniczono w konferencjach zagranicznych: Technomer 99 - Niemcy, The 7th International Fatigue Conference FATIGUE'99 - Chiny, IX Międzynarodowe Warsztaty Computational Mechanics and Computer Aided Design of Materials - Niemcy, Comadem '99 - Anglia, Condition Monitoring, Anglia, INTERTRIBO'99 - Słowacja, 4th International Scientific Colloquium CAX Techniques'99 - Niemcy, EMO'99 - Francja, Probabilistic safety assessment PSA'99, Risk informed and performance - based regulation in the new millenium - USA, Proceedings of the 17th international system safety conference 1999 - USA, EDEM'99 - Austria, 7 th International Conference on Tribology - Węgry, 4 th Euromech Solid Mechanics Conference - Francja, AgEng 2000 - Anglia, ACSIM 2000 Chiny.

Działalność publikacyjna Wydziału obejmuje szereg artykułów zamieszczanych w renomowanych czasopismach zagranicznych takich jak: Konstruktion, Maschinenmarkt, ZFLEFS, CIRP Annals, VDI- Zeitschriften, Kunststoffe oraz krajowych: PWN, WNT, SIGMA, OSSOLINEUM, Roczniki PAN, Mechanik, OPO, Archiwum Budowy Maszyn, Archiwum Nauk o Materiałach, Eksploatacja Maszyn i inne. Badania naukowe w zakresie mechaniki, budowy i eksploatacji maszyn prowadzone na Wydziale od początku jego istnienia, mają istotne znaczenie dla rozwoju nauki, metodyki badań, poznania nowych zjawisk, optymalizacji maszyn, z uwzględnieniem specyfiki Pomorza i Kujaw. Pracownicy Wydziału Mechanicznego ATR w Bydgoszczy są autorami oryginalnych rozwiązań z zakresu inżynierii materiałów i tworzyw konstrukcyjnych, programowych badań zmęczeniowych z podstaw konstrukcji maszyn, hydromechaniki, rozdrabniania i rozdrabniaczy materiałów niejednorodnych, podstaw eksploatacji, niezawodności i diagnostyki maszyn oraz teorii odzyskiwania tworzyw. Na rozwiązania konstrukcyjne, metody i sposoby realizacji technologii mechanicznych uzyskano kilkaset patentów i wzorów użytkowych. Do najważniejszych wdrożeń, realizowanych przez Wydział należą: technologie uzyskiwania żeliwa sferoidalnego, technologia zgrzewania tarcowego, technologia rozdrabniania gumy i materiałów niejednorodnych, testery silników o zapłonie samoczynnym, technologia rozdrabniania mas papierniczych w środowisku wodnym, aglomerowanie i utylizacja tworzyw sztucznych, trwałość pojazdów jednośladowych, roboty widzące z analizą obrazu.