DIAGNOZA - GENEZA - PROGNOZA => PODSTAWA KAŻDEJ DECYZJI

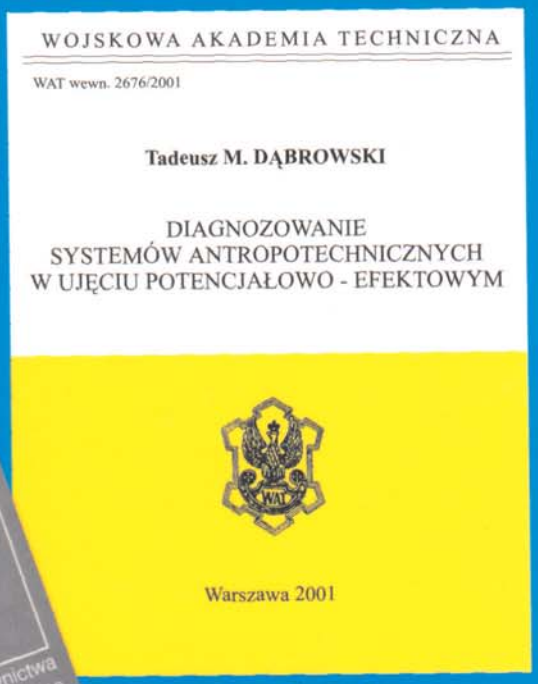
Polskie
Towarzystwo
Diagnostyki
Technicznej

afiliowane przy

Wydziale Nauk
Technicznych
Polskiej Akademii Nauk

Diagnostyka

ISSN 1641-6414



VOL. 24

2001 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
prof. dr hab. inż. Zbigniew Osiński
Politechnika Warszawska
prof. dr hab. inż. Stanisław Radkowski
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

prof. dr hab. inż. Zbigniew Dąbrowski
dr hab. inż. Marian Witalis Dobry
prof. dr hab. inż. Jan Kiciński
prof. dr hab. inż. Stanisław Niziński
prof. dr hab. inż. Zenon Orłowski
prof. dr hab. inż. Tadeusz Uhl

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 Warmińsko – 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 WWW:
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.

Wydanie dofinansowane przez Komitet Badań Naukowych

Spis treści

Komunikat Zarządu Głównego PTDT 4

Tadeusz UHL, Wojciech LISOWSKI – AGH w Krakowie 5
WYBRANE PROBLEMY DYNAMIKI STRUKTURALNEJ W DIAGNOSTYCE

Tadeusz UHL, Tomasz BARSZCZ – AGH w Krakowie 13
INFORMATYCZNE ASPEKTY PROJEKTOWANIA SYSTEMÓW MONITOROWANIA STANU MASZYN – SPRZĘT I OPROGRAMOWANIE

Bogdan ŻÓŁTOWSKI – ATR w Bydgoszczy 23
IDENTYFIKACJA STANU DYNAMICZNEGO TURBINOWYCH SILNIKÓW LOTNICZYCH

Stefan WEYNA – Politechnika Szczecińska 31
DIAGNOZOWANIE TECHNICZNE Z ZASTOSOWANIEM ANALIZY WEKTOROWEGO POLA AKUSTYCZNEGO

Jan KICIŃSKI, Anna PROŃSKA – IMP w Gdańsku 38
WYZNACZANIE OBSZARÓW AKCEPTACJI POŁOŻEŃ PANWI ŁOŻYSKOWYCH DUŻEJ MASZYNY ENERGETYCZNEJ Z UWAGI NA JEJ WŁASNOŚCI DYNAMICZNE

Andrzej WILK, Henryk MADEJ, Bogusław ŁAZARZ – Politechnika Śląska 46
DIAGNOZOWANIE WCZESNYCH STADIÓW ROZWOJU USZKODZEŃ KÓŁ ZĘBATYCH

Andrzej ADAMKIEWICZ, Gustaw MICHALEC – AMW w Gdyni 54
OKREŚLENIE RELACJI DIAGNOSTYCZNYCH W UKŁADZIE TURBODOŁADOWANIA ŚREDNIOOBROTOWEGO SILNIKA SPALINOWEGO

Daniel KUJAWSKI - Western Michigan University, 60
Stanisław RADKOWSKI – Politechnika Warszawska
NON-DESTRUCTIVE DAMAGE EVALUATION IN COMPOSITES USING VIBROACOUSTIC TECHNIQUES - A REVIEW

Zbigniew DĄBROWSKI – Politechnika Warszawska 68
O SZKOLE NAUKOWEJ PROFESORA ZBIGNIEWA OSIŃSKIEGO-
REFLEKSJE WYCHOWANKA

RECENZJE

- Książki Zenona Orłowskiego pt.: „DIAGNOSTYKA W ŻYCIU TURBIN PAROWYCH" 69

- Rozprawy Tadeusza M. Dąbrowskiego pt.: „DIAGNOZOWANIE SYSTEMÓW ANTROPOTECHNICZNYCH W UJĘCIU POTENCJAŁOWO - EFEKTOWYM" 70

SYMPOZJA

XXVIII Ogólnopolskie Sympozjum DIAGNOSTYKA MASZYN 72
Węgierska Górka 26.02 – 03.03. 2001

XXIX Ogólnopolskie Sympozjum DIAGNOSTYKA MASZYN poświęcone pamięci 74
prof. dr hab. inż. Zbigniewa Osińskiego, dr h. c. AGH, dr h. c. Politechniki Łódzkiej

Komunikat Zarządu Głównego PTDT

Zarząd Główny Polskiego Towarzystwa Diagnostyki Technicznej uprzejmie przypomina wszystkim członkom PTDT o wpłacaniu składek członkowskich za rok 2001 i 2002.

Składka roczna wynosi 30 zł.

Wpłaty prosimy dokonywać na konto PTDT, podane na stronie 2.

Osoby pragnące zgłosić akces do Polskiego Towarzystwa Diagnostyki Technicznej, proszone są o wypełnienie deklaracji członkowskiej według poniższego wzoru i nadesłanie na adres PTDT.

POLSKIE TOWARZYSTWO DIAGNOSTYKI TECHNICZNEJ
DEKLARACJA CZŁONKOWSKA

Ja, niżej podpisany .....

tytuł / stopień .....

deklaruję swoje członkostwo (zwyczajne/wspierające) w Polskim Towarzystwie Diagnostyki Technicznej, będąc świadom jego celów i metod pracy.
Adres do korespondencji (telefon, teleks, fax, e-mail):

.....

Miejsce pracy:

.....

....., dnia ....
(podpis)

Przy okazji podaję charakterystykę swoich osiągnięć i zainteresowań w dziedzinie diagnostyki:

☐ Interesują mnie zagadnienia diagnostyki: .....
.....

☐ Mam na swoim koncie następujące osiągnięcia: .....
.....

☐ Jestem gotów pomóc w pracy Towarzystwa w dziedzinie .....
.....
w następującej formie: .....

☐ Mogę być ekspertem diagnostyki w dziedzinie: .....
.....

.....
(podpis)

WYBRANE PROBLEMY DYNAMIKI STRUKTURALNEJ W DIAGNOSTYCE

Tadeusz UHL, Wojciech Lisowski

Akademia Górniczo-Hutnicza, Katedra Robotyki i Dynamiki Maszyn

Al. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków, tuhl@rob.wibro.agh.edu.pl

Streszczenie

Praca dotyczy problemu zastosowania modeli w diagnostyce. Określenie zależności między własnościami modelu a stanem technicznym jest podstawą do lokalizacji uszkodzeń, co zwiększa zakres formułowanej diagnozy. Autorzy zaproponowali wykorzystanie eksperymentalnego modelu modalnego do diagnozowania stanu maszyn wirnikowych. Zwiększenie efektywności wykorzystania takiego modelu autorzy chcą osiągnąć poprzez zastosowanie metody eksploatacyjnej analizy modalnej umożliwiającej identyfikację modelu modalnego bez potrzeby wyłączania badanej maszyny z eksploatacji oraz bez potrzeby pomiaru sił działających na badaną maszynę. Omawiane problemy zilustrowano wybranymi wynikami badań pompy wodnej dużej mocy.

Słowa kluczowe: modele diagnostyczne, analiza modalna, dynamika, maszyna wirnikowa.

SELECTED PROBLEMS OF STRUCTURAL DYNAMICS IN DIAGNOSTICS

Summary

This paper deals with application of models for diagnostic purposes. The relationship between the technical state and the model properties is the base of fault (damage) localization, what enhances the scope of formulated diagnosis. The authors proposed application of experimental modal model for diagnostic of rotational machinery. In order to increase the efficiency of use of such a model the authors use Operational Modal Analysis method that allows identification of modal model for operational conditions without necessary of measurement of operational forces. Considered problems are presented on example of a high power water pump vibration testing selected results.

1. WPROWADZENIE

Diagnostyka eksploatacyjna jest metodą zwiększania dyspozycyjności maszyn poprzez: określanie aktualnego stanu technicznego, wykrywanie uszkodzeń, lokalizację uszkodzeń, określenie przyczyn uszkodzeń oraz prognozowanie ewolucji stanu. Zastosowanie diagnostyki pozwala uwzględnić aktualny stan maszyn w planowaniu produkcji i zakresu remontów oraz uwzględnienie kryteriów trwałości w sterowaniu.

Stosowane procedury diagnostyczne mogą być oparte na symptomach stanu lub na modelach obiektu.

W pierwszym przypadku realizowane jest klasyczne podejście do diagnostyki obiektów technicznych, w której podstawowym problemem jest ustalenie relacji symptom⇔stan.

Modele wykorzystywane w drugiej wymienionej grupie procedur są identyfikowane dla rzeczywistych obiektów na podstawie wyników badań eksperymentalnych. Dla celów diagnostyki mogą być wykorzystywane zarówno modele funkcjonalne jak i modele strukturalne. Szczególnie przydatne dla celów diagnostyki mogą być modele strukturalne, które pozwalają na poszukiwanie relacji pomiędzy elementami konstrukcji a własnościami modelu. Procedura diagnostyki oparta na modelu wymaga prowadzenia na bieżąco identyfikacji parametrów wykorzystywanego modelu oraz śledzenia ich zmian na podstawie pomiarów prowadzonych w czasie eksploatacji. Określenie relacji pomiędzy parametrami modelu a elementami konstrukcji ma na celu śledzenie stanu konstrukcji oraz wykrywanie, lokalizacje i ocenę zakresu uszkodzenia.

Jedną z metod umożliwiających sformułowanie modelu strukturalnego konstrukcji mechanicznej, przydatnego do zastosowania w procedurze diagnostycznej jest eksperymentalna analiza modalna [2], [4]. Jest to metoda doświadczalna stosowana w praktyce inżynierskiej w celu opisu dynamicznych własności strukturalnych układów mechanicznych, budowli czy środków transportu. Metoda ta jest oparta na szeregu ostrych założeń. W praktyce badań układów technicznych często założenia te są spełnione w ograniczonym stopniu. Mimo to, metoda ta jest szeroko stosowna, ponieważ daje możliwość efektywnego sformułowania przybliżonego opisu własności strukturalnych obiektu dla warunków przeprowadzonego eksperymentu. Istotną zaletą eksperymentalnej analizy modalnej jest brak założeń

dotyczących rozkładu przestrzennego parametrów strukturalnych rozważanego obiektu.
Eksploatacyjna analiza modalna [1], [5] stanowi nową technikę eksperymentalnej analizy modalnej pozwalającą w wielu wypadkach efektywnie wyznaczyć model modalny obiektu dla warunków jego pracy. W wyniku przeprowadzenia eksploatacyjnej analizy modalnej uzyskuje się opis form drgań:

- odpowiadających składowym harmonicznym wymuszenia,
- pobudzanych w rozważanych warunkach pracy strukturalnych postaci drgań, które odpowiadają postaciom drgań własnych badanego obiektu.

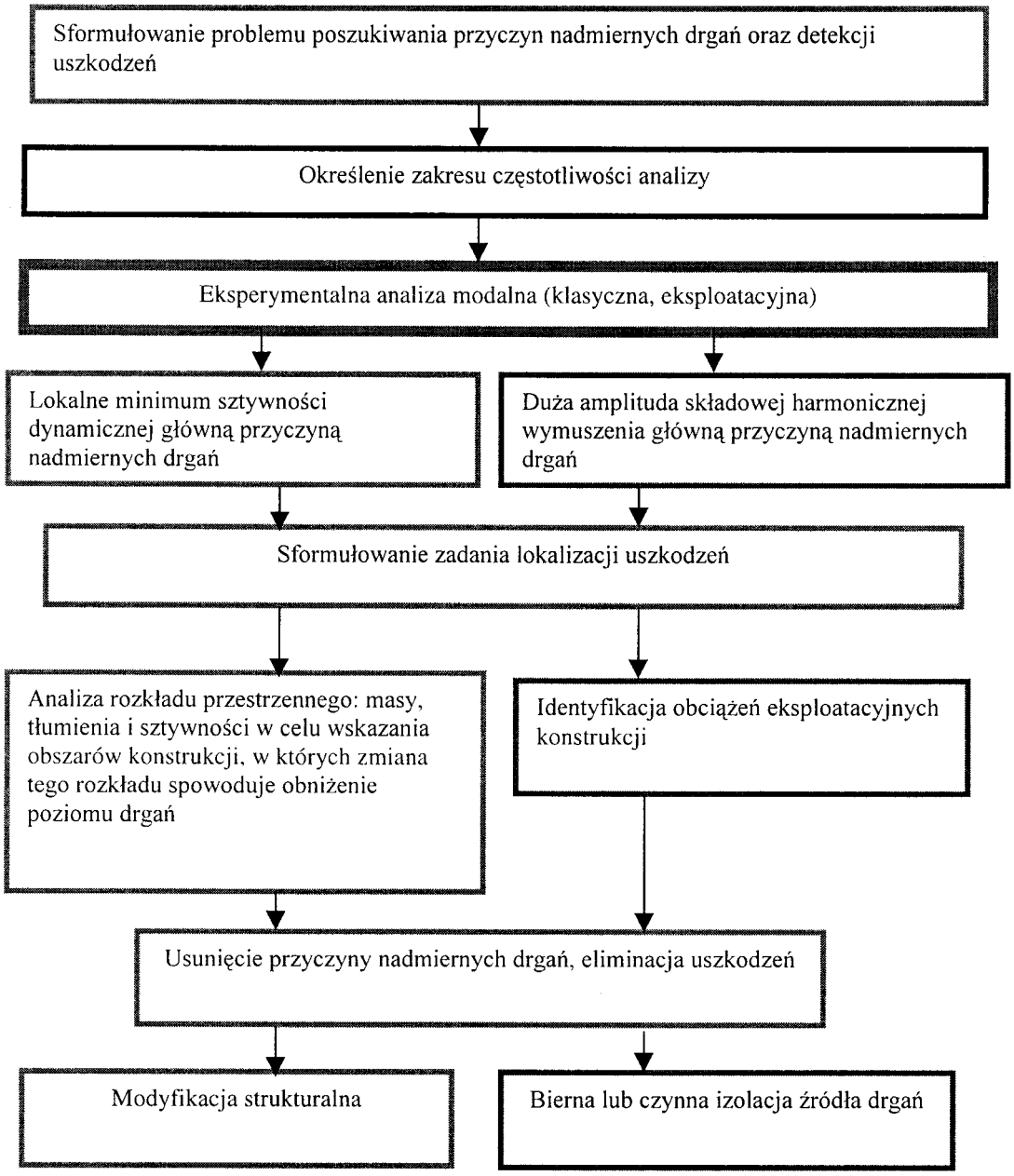
Autorzy posiadają szerokie doświadczenie w prowadzeniu badań modalnych w warunkach eksploatacji. Obejmuje ono badania śmigłowca [5], [7] oraz fundamentu turbozespołu [6] wykonane w celu implementacji i oceny jakości algorytmów eksploatacyjnej analizy modalnej oraz badania wentylatorów [8] przeprowadzone w celu oceny wpływu własności strukturalnych ich konstrukcji na ich stan dynamiczny.

2. SFORMUŁOWANIE METODYKI BADAŃ

Zastosowanie modeli w diagnostyce ma na celu zastąpienie relacji symptom⇔stan relacją parametry modelu⇔stan. Śledzenie zmian własności modelu w takim przypadku ma umożliwić śledzenie stanu technicznego obiektu. W związku z tym procedura diagnostyczna wymaga wielokrotnego powtarzania eksperymentu identyfikacji wykorzystywanego modelu. W przeprowadzonych rozważaniach omówiono zastosowanie modeli zbudowanych na podstawie pomiarów parametrów wibroakustycznych procesów resztkowych do opisu stanu elementów krytycznych maszyn wirnikowych. Należy podkreślić, że nie wyklucza to prowadzenia równoczesnej obserwacji innych procesów resztkowych (np. elektrycznych, cieplnych itp.) oraz zmiennych procesowych (temperatura, ciśnienie itp.) dla sformułowania diagnozy stanu rozważanej klasy obiektów.
W oparciu o zdobyte w czasie badań własności strukturalnych różnorodnych obiektów doświadczenia autorzy sformułowali schemat procedury diagnostycznej opartej o wykorzystanie modeli dynamiki strukturalnej układów mechanicznych. Schemat tej procedury przedstawiono na rysunku 1. Zasadniczy celem tej procedury jest określenie przyczyn nadmiernych drgań. Przedstawiona procedura składa się z 2 przeprowadzanych równocześnie procedur składowych mających na celu lokalizację i eliminację uszkodzeń zarówno w przypadku, gdy są one skutkiem nieodpowiednich własności strukturalnych obiektu jak i w przypadku, gdy są one wynikiem działania nadmiernych wymuszeń.
Pierwsza procedura składowa opiera się na analizie własności dynamiki strukturalnej diagnozowanego obiektu. Zakładając, że przyczyną nadmiernych drgań rozważanego obiektu jest lokalne obniżenie sztywności dynamicznej w pewnym paśmie częstotliwości przeprowadza się analizę rozkładu przestrzennego parametrów strukturalnych (masy, tłumienia i sztywności) badanego obiektu w celu wskazania obszarów jego konstrukcji, w których zmiana tego rozkładu spowoduje obniżenie poziomu drgań. Tę procedurę składową kończy sformułowanie modyfikacji strukturalnej. Należy podkreślić, że główny problem, jaki musi być rozwiązany w rozważanym przypadku polega na znalezieniu technicznej realizacji zaproponowanej modyfikacji strukturalnej, która musi być przeprowadzona przy pomocy dostępnych materiałów, sposobów obróbki oraz montażu, jak i musi spełniać ograniczenia eksploatacyjne oraz ekonomiczne.
Druga procedura składowa sformułowanej procedury diagnostycznej dotyczy przypadku, w którym przyczyną drgań jest nadmierna aktywność pewnego źródła drgań znajdującego się w rozważanym obiekcie lub w jego sąsiedztwie. Realizacja tej procedury wymaga identyfikacji obciążeń eksploatacyjnych badanej konstrukcji [3]. W rezultacie procedury identyfikacyjnej wyznacza się amplitudy i przestrzenny rozkład działających w rozważanej konstrukcji sił i momentów sił oraz określa drogi rozchodzenia się energii wibroakustycznej w obiekcie. Analiza wyników przeprowadzonej identyfikacji służy opracowaniu propozycji modyfikacji własności źródła i/lub sposobu jego połączenia z rozważaną konstrukcją, które zapewniłyby obniżenie poziomu jej drgań.

Dalsze rozważania zamieszczone w niniejszej pracy dotyczą pierwszej z 2 scharakteryzowanych powyżej procedur składowych (lewa strona schematu), której ostatecznym celem jest sformułowanie modyfikacji strukturalnej konstrukcji rozważanego obiektu zapewniającej poprawę jego stanu technicznego.
Proponowany sposób wykorzystania modeli strukturalnych w procedurze diagnostycznej ma umożliwić zlokalizowanie zmian własności obiektu odwzorowanych w rozważanym modelu. Poszukiwane są zmiany własności obiektu, które stanowią przyczynę wykrytej zmiany stanu i nie wynikają jedynie ze zmiany parametrów eksploatacyjnych rozważanego obiektu.
Przeprowadzana analiza własności masowo – sprężystych (strukturalnych) badanego obiektu ma umożliwić:

- określenie wpływu własności masowo – sprężystych na poziom i rozkład przestrzenny amplitud drgań badanego obiektu,
- wskazanie obszarów badanego obiektu i zakresów częstotliwości występowania podwyższonych poziomów drgań,
- ocenę przyczyn nadmiernych drgań konstrukcji.



Rys.1. Sformułowany schemat procedury diagnostycznej

Baza danych wykorzystywana w proponowanej procedurze diagnostycznej powinna obejmować przede wszystkim 3 grupy danych:

- przebiegi amplitudy przyspieszenia drgań w czasie zwiększania i zmniejszania prędkości obrotowej wirnika rozważanej maszyny
- wyniki eksploatacyjnej analizy modalnej niewirujących części rozważanej maszyny w czasie pracy ze stałą prędkością obrotową wirnika
- wyniki dodatkowych badań modalnych wybranych części badanego obiektu po jego wyłączeniu z eksploatacji przy zastosowaniu do wymuszenia drgań młotka modalnego lub odpowiednich wzbudników.

Pomiary i archiwizacja danych koniecznych do sformułowania takiej bazy danych mogą być wykonane przez systemy monitorowania stanu maszyn

3. WYBRANE WYNIKI BADAŃ DRGAŃ POMPY WODNEJ DUŻEJ MOCY DLA CELÓW DIAGNOSTYKI

Celem relacjonowanych badań było przeprowadzenie analizy własności masowo – sprężystych (strukturalnych) badanego obiektu, składającego się z: pompy wodnej, jej napędu, przyległych odcinków rurociągów i fundamentu. Całkowita sieć punktów pomiarowych obejmowała 113 punktów rozmieszczonych na: korpusie pompy, przyległych odcinkach rurociągów, podporach pompy

i fundamencie agregatu pompowego. W każdym z punktów dokonywano pomiaru sygnału odpowiedzi w 3 wzajemnie prostopadłych kierunkach

W czasie przeprowadzonych badań wykorzystano następujące elementy aparatury pomiarowej: stacja robocza, analizator sygnałów dynamicznych, czujniki przyspieszenia, młotki modalne. Sterowanie analizatorem sygnałów dynamicznych, wstępne przetwarzanie sygnałów pomiarowych i rejestracja danych były przeprowadzone z wykorzystaniem modułowego pakietu oprogramowania LMS CADA-X.

Określono górną granice zakresu częstotliwości sygnałów pomiarowych na 512 Hz. Taki zakres częstotliwości objął 7 harmonikę prędkości obrotowej odpowiadającą ilości łopat pojedynczego stopnia wirnika dla całego zakresu prędkości obrotowej wirnika pompy.

Pierwszy etap opisywanych badań objął sformułowanie wstępnego planu eksperymentu. Analiza konstrukcji pompy, jej napędu, posadowienia oraz układu mocowania rurociągów w najbliższym sąsiedztwie badanych pomp, umożliwiła przyporządkowanie większości głównych dominujących składników widm mierzonych parametrów drgań przyczyn wynikających z ruchu wirnika oraz charakteru pracy pompy i jej napędu oraz wskazanie rozmieszczenia punktów pomiarowych.

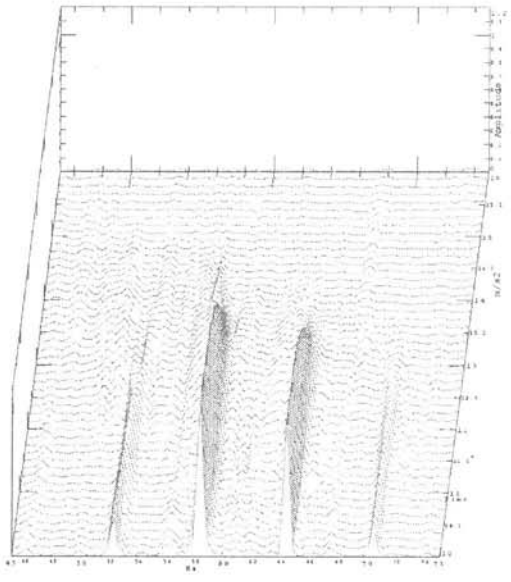
Wstępny plan eksperymentu został zweryfikowany i odpowiednio zmodyfikowany na podstawie wyników analizy przebiegów amplitudy przyspieszenia drgań w czasie zwiększania i zmniejszania prędkości przez wirnik pompy. W szczególności została przyjęta wartość prędkości obrotowej wirnika pompy, dla której została przeprowadzona rejestracja przebiegów przyspieszeń drgań w czasie ustalonej jej pracy. Przeprowadzony eksperyment polegał na wielokanałowej rejestracji przebiegów czasowych przyspieszeń drgań w czasie nieustalonej pracy pompy (rozbieg, wybieg). W wyniku tego eksperymentu można było ocenić wzajemne różnice wartości amplitud przyspieszeń drgań między wybranymi obszarami konstrukcji oraz określić zakresy częstotliwości dominujących amplitud drgań.

Zasadniczy etap eksperymentu objął analizę wyników pomiaru przebiegów przyspieszeń drgań pompy wraz z wybranymi obszarami rurociągu, napędu i fundamentu w czasie pracy pompy z ustaloną prędkością obrotową wirnika metodą eksploatacyjnej analizy modalnej. W metodzie tej na podstawie zarejestrowanych przebiegów czasowych przyspieszenia drgań wyznacza się funkcje korelacji wzajemnej między mierzonymi równocześnie przebiegami przyspieszeń drgań, a następnie identyfikuje się model modalny. W rozważanym przypadku do przeprowadzenia identyfikacji wybrano metodę BR (ang. Balanced Realization) eksploatacyjnej analizy modalnej [1], [5]. Zastosowanie rozważanej metody prowadzi do identyfikacji postaci drgań strukturalnych, jeśli są one wymuszane w czasie pracy i/lub określenia postaci (form) drgań dla dominujących składników wymuszenia (harmonik) występujących w czasie pracy pompy. Wyniki analizy pozwoliły na ocenę stopnia wpływu poziomu sztywności dynamicznej w danym paśmie częstotliwości na wielkość amplitudy poszczególnych składników harmonicznych drgań jak i wskazanie krytycznych obszarów obiektu, których modyfikacja może polepszyć jego stan dynamiczny.

W ostatnim, uzupełniającym etapie badań zostały przeprowadzone badania modalne z zastosowaniem wymuszenia impulsowego wybranych obszarów pompy, odcinków przyległych rurociągów oraz fundamentu. Wyniki tych badań miały za zadanie zarówno zweryfikować jak i uzupełnić wyniki eksploatacyjnej analizy modalnej w celu ułatwienia sformułowania ostatecznych wniosków z badań.

Poniżej zestawiono wybrane wyniki przeprowadzonych badań pompy wodnej, które zdaniem autorów najlepiej ilustrują możliwość i sposób zastosowania rozważanych metod dla celów diagnostyki.

Wstępna analiza danych pomiarowych pokazała, że dla dużych prędkości obrotowych wirnika pompy powstają składowe podharmoniczne. Przykład odwzorowania tych składowych w widmach dynamicznych przedstawiono na rysunku 2. W przedstawionym widmie dynamicznym wyznaczonym dla awaryjnego wyłączenia pompy odwzorowały się składowe $0.8f_1$, $0.9f_1$, f_1 (przez f_1 oznaczono częstotliwość odpowiadająca prędkości obrotowej wirnika).



Rys. 2. Widmo amplitudy przyspieszeń drgań zmierzone w przed, w czasie i po awaryjnym wyłączeniau pompy.

Analiza wyników pomiaru pokazała, że wraz ze zmniejszaniem się prędkości obrotowej wirnika pompy udział amplitud składowych

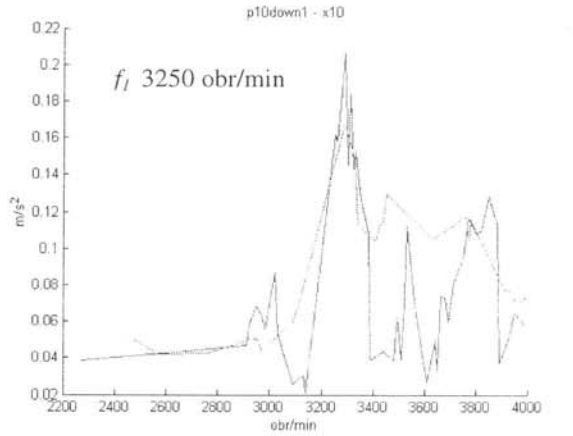
podharmonicznych w amplitudzie przyspieszenia drgań szybko maleje.

W pierwszej części przeprowadzonej analizy danych pomiarowych podjęto próbę wskazania zakresów wartości częstotliwości, w których następuje wzrost amplitudy drgań w czasie narastania i zmniejszania się prędkości obrotowej wirnika pompy. Przykłady przebiegów amplitudy przyspieszenia drgań odpowiadających składnikom harmonicznych prędkości obrotowej przedstawiono na rysunkach 3.a, 4.a i 5.a. Jedną z przyczyn lokalnego wzrostu amplitudy przyspieszenia drgań może być występowanie w danej częstotliwości lokalnego minimum sztywności dynamicznej konstrukcji, umożliwiającego powstawanie drgań wymuszonych o dużej amplitudzie. Wartość tego maksimum amplitudy drgań jak i wartość prędkości obrotowej, w której ono występuje, zależy jednak nie tylko od własności strukturalnych, ale i od innych czynników takich jak: rozkład temperatury w konstrukcji, wartości ciśnień wody w rurociągu ssawnym i tłocznym czy charakter dynamicznej interakcji między strumieniem wody a elementami pompy.

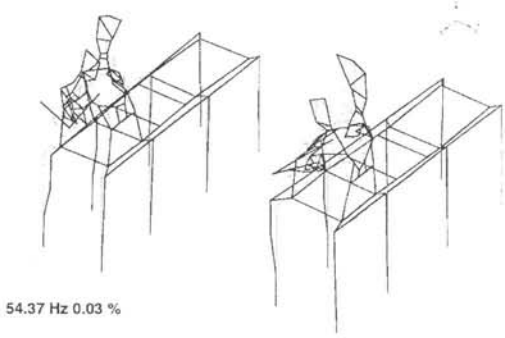
W drugiej części analizy, przy pomocy metody analizy modalnej, poszukiwano postaci drgań oraz form drgań odpowiadających składowym harmonicznym wymuszenia. Wartości zidentyfikowanych częstotliwości drgań własnych wskazują bezpośrednio zakresy wartości prędkości obrotowych, w których może wystąpić zwiększenie amplitudy drgań będące skutkiem rozkładu przestrzennego własności masowo-sprężystych badanego obiektu. Precyzja tego wskazania jest ograniczona, ponieważ warunki klasycznego eksperymentu modalnego, przeprowadzanego na obiekcie wyłączonym z eksploatacji przy zastosowaniu rejestrowanego i sterowanego wymuszenia, odbiegają od warunków występujących w czasie eksploatacji. Z drugiej strony, w przypadku zastosowania eksploatacyjnej analizy modalnej, możliwa jest identyfikacja tylko tych postaci drgań, które zostały wystarczająco dobrze wymuszane w czasie eksperymentu. Analiza form drgań odpowiadających składowym harmonicznym wymuszenia wskazuje obszary konstrukcji, w których w czasie pracy występują zwiększone amplitudy drgań. Wielkość tej amplitudy zależy zarówno od bliskości źródła wymuszenia jak i od lokalnej sztywności dynamicznej badanego obiektu.

Na rysunkach 3, 4, 5 przedstawiono 3 przykłady wpływu własności strukturalnych badanej pompy na poziom drgań jej konstrukcji.

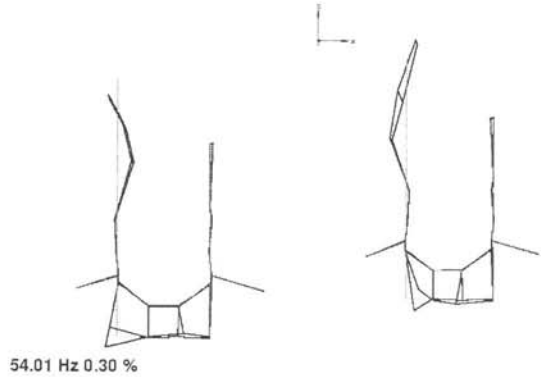
Pierwszy przypadek dotyczy składowej podharmonicznej $0.9f_1$. Analiza drgań w czasie rozbiegu i wybiegu wskazała na lokalne maksimum amplitudy składowej f_1. dla prędkości obrotowej około 3250 obr/min (54.17 Hz) co pokazuje rysunek 3.a. Na rysunku 3.b pokazano formę drgań składowej podharmonicznej $0.9f_1$ o zbliżonej częstotliwości. W formie tej dominują drgania rurociągu ssawnego, które również są dominującym składnikiem postaci drgań własnych o bliskich wartościach częstotliwości drgań własnych zidentyfikowanych w badaniach korpusu pompy (rys. 3.c) i rurociągu ssawnego (rys. 3.d) przeprowadzonych po wyłączeniu pompy z eksploatacji.



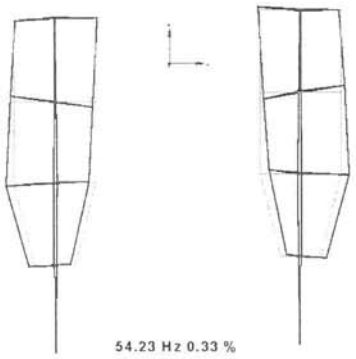
Rys. 3.a. Przebieg amplitudy przyspieszenia drgań obudowy łożyska pompy w czasie rozbiegu i wybiegu dla 1 harmoniki prędkości obrotowej



Rys. 3.b. Forma drgań odpowiadająca składowej podharmonicznej $0.9f_1$,

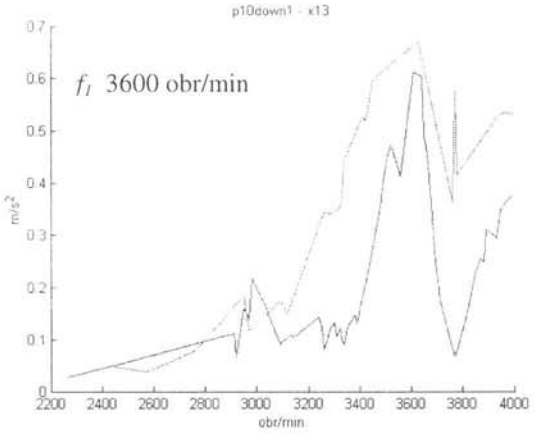


Rys. 3.c. Zidentyfikowana postać drgań własnych



Rys. 3.d. Zidentyfikowana postać drgań własnych

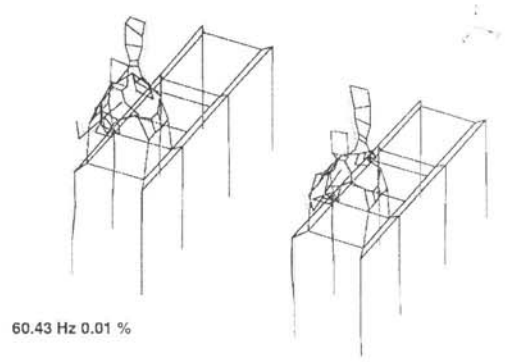
Analogiczny przykład dotyczy pierwszej harmoniki prędkości obrotowej f_1. Badania drgań w stanie nieustalonym wskazały na wzrost amplitudy przyspieszeń drgań dla wartości prędkości obrotowej około 3600 obr/min (60 Hz). Odpowiedni przebieg przedstawiono na rysunku 4.a.



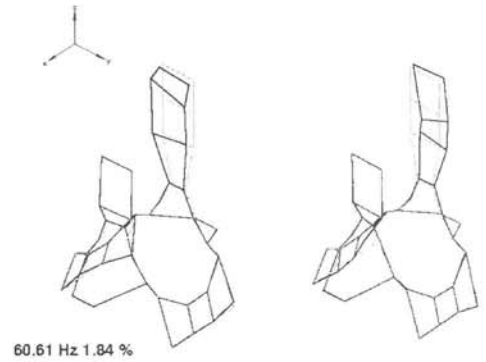
Rys. 4.a. Przebieg amplitudy przyspieszenia drgań obudowy łożyska pompy w czasie rozbiegu i wybiegu dla 1 harmoniki prędkości obrotowej

Na rysunku 4.b przedstawiono formę drgań 1 harmoniki prędkości obrotowej dla rozważanej wartości częstotliwości. Również w tej formie drgań dominują drgania rurociągu ssawnego. Takie drgania dominują też w postaciach drgań własnych o bliskich wartościach częstotliwości drgań własnych zidentyfikowanych w badaniach korpusu pompy (rys. 4.c) i rurociągu ssawnego (rys. 4.d) przeprowadzonych po wyłączeniu pompy z eksploatacji.

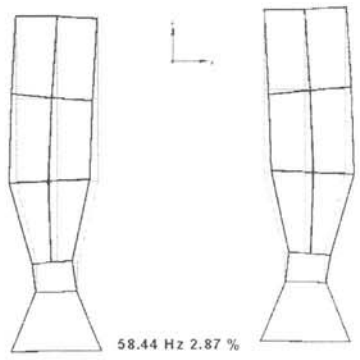
Trzeci z przedstawionych przykładów dotyczy składowej $2*0.9f_1$. Przebieg amplitudy drgań drugiej harmoniki prędkości obrotowej, przedstawiony na rysunku 5.a posiada lokalne maksimum dla częstotliwości bliskiej 3400 obr/min (113.34 Hz).



Rys. 4.b. Forma drgań odpowiadająca składowej f_1



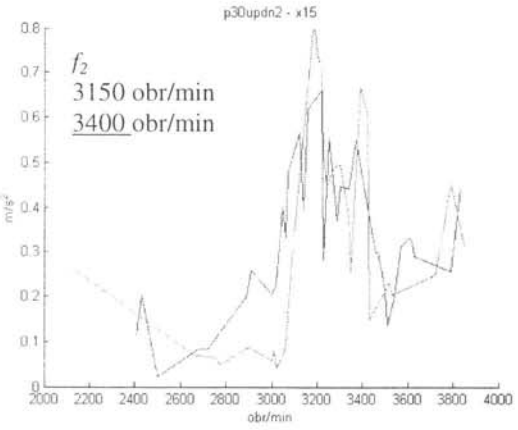
Rys. 4.c. Zidentyfikowana postać drgań własnych



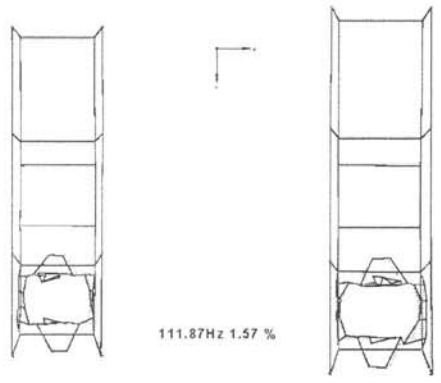
Rys. 4.d. Zidentyfikowana postać drgań własnych

Podobnie jak w pierwszym przykładzie dotyczącym składowej $0.9f_1$ również składowa $2*0.9f_1$ osiąga lokalne maksimum amplitudy dla częstotliwości bliskich 113 Hz. Formę drgań rozważanej składowej przedstawiono na rysunku 5.b. W formie tej dominuje obrót korpusu pompy wokół osi pionowej względem fundamentu agregatu. Taki charakter ma również przedstawiona na rysunku 5.c postać drgań własnych zidentyfikowana na podstawie wyników badań

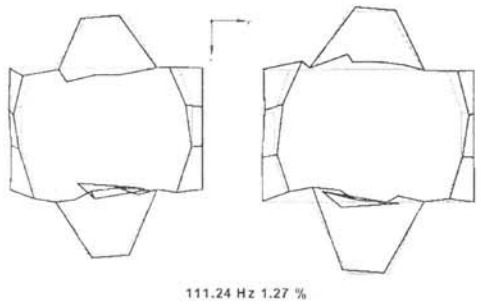
przeprowadzonych po wyłączeniu pompy z eksploatacji.



Rys. 5.a. Przebieg amplitudy przyspieszenia drgań obudowy łożyska pompy w czasie rozbiegu i wybiegu dla 2 harmoniki prędkości obrotowej



Rys. 5.b. Forma drgań odpowiadająca składowej $2*0.9f_1$,



Rys. 5.c. Zidentyfikowana postać drgań własnych

Porównując przedstawione powyżej wyniki przeprowadzonej analizy można stwierdzić, że dla rozważanego obiektu istnieje pewna korelacja między wartościami prędkości obrotowych wirnika pompy, w których występuje zwiększenie amplitudy parametrów drgań w czasie przebiegów przejściowych i wartościami zidentyfikowanych częstotliwości drgań własnych.

Na podstawie przeprowadzonej analizy zidentyfikowanych form drgań dla składowych harmonicznych wymuszenia oraz zidentyfikowanych postaci drgań własnych można stwierdzić, że rozkład własności masowo sprężystych ma wpływ na poziom amplitud drgań badanej pompy. W szczególności istotne znaczenie mają własności masowo-sprężyste:

- podpór pompy
- odcinka rurociągu ssawnego
- fundamentu agregatu.

Ewentualne kierunki modyfikacji konstrukcji agregatu powinny uwzględnić przede wszystkim modyfikacje: podpór pompy i odcinka rurociągu ssawnego.

Na poziom amplitudy drgań badanego obiektu w czasie eksploatacji, oprócz rozważanych w ramach tego projektu własności masowo-sprężystych, decydujący wpływ ma: poziom amplitud, rozkład przestrzenny, widmo i charakter generacji sił wymuszających. Wysoki udział amplitud składowych podharmonicznych w amplitudzie drgań pompy świadczy o tym, że duża amplituda wymuszenia jest główną przyczyną nadmiernych drgań. Istotne jest, zatem przeprowadzenie dla badanej pompy identyfikacji obciążeń eksploatacyjnych jej konstrukcji i opracowanie propozycji izolacji dominujących źródeł drgań. Generacja drgań o dużych amplitudach w czasie pracy rozważanej pompy może być spowodowana przez charakter interakcji strumienia pompowanej wody i elementów układu przepływowego pompy. Izolacja źródła drgań w takim wypadku wymaga uzyskania odpowiednich zmian charakteru tej interakcji.

4. WNIOSKI KOŃCOWE

Obie procedury składowe przedstawionej na rys. 1 procedury diagnostycznej mogą być w konkretnym przypadku równie istotne i nie można zawężać zakresu działań tylko do realizacji tylko jednej z procedur składowych. To znaczy, że zwykle osiągnięcie efektywnego zmniejszenia nadmiernego poziomu drgań rozważanego układu mechanicznego osiąga się poprzez rozważenie zarówno izolacji źródeł drgań jak i modyfikacji własności strukturalnych.

W wyniku zrealizowanych prac opisano rozkład przestrzenny amplitud dominujących składników drgań badanego obiektu z wykorzystaniem metody eksploatacyjnej analizy modalnej. Oprócz eksperymentalnego modelu modalnego w celu sformułowania diagnozy stanu technicznego znajduje również symulacja tzw. numerycznego modelu modalnego otrzymanego przy pomocy metody elementów skończonych. Tak więc zastosowanie modeli strukturalnych w diagnostyce może być skuteczne już na etapie projektowania, a później na różnych etapach montażu, w trakcie uruchamiania obiektu w miejscu jego eksploatacji oraz cyklicznie w czasie normalnej eksploatacji.

PODZIĘKOWANIA

Autorzy składają podziękowania przedsiębiorstwu ALSTOM Power Sp. z o.o. za możliwość przeprowadzenia badań pompy.

LITERATURA

[1] Hermans, L., Van der Auweraer, H., Coppens, P., Mathieu, L., Modal parameter extraction from in-operation data, XV IMAC, Orlando, 1996, pp. 531 – 539.

[2] Heylen, W., Lammens, S., Sas, P., Modal analysis theory and practice, KU Leuven 1997

[3] Lisowski, W., Mendrok, K., Uhl, T., Wyznaczanie sił działajacych na konstrukcję na podstawie pomiaru sygnałów odpowiedzi, Materiały V Konferencji Naukowej 'Metody Doświadczalne w Budowie i Eksploatacji Maszyn 2001, Wydawnictwa Politechniki Wrocławskiej, str. 93-102.

[4] Uhl, T., Komputerowo wspomagana identyfikacja modeli konstrukcji mechanicznych, WNT 1997.

[5] Uhl, T., Lisowski, W., Eksploatacyjna analiza modalna i jej zastosowania, Wydawnictwo KRiDM AGH, Kraków, 1999

[6] Uhl, T., Lisowski, W., Identification of modal models of engineering structures using in-operation measurements, Bulletin of the Polish Academy of Sciences, Technical Sciences, Vol.48,No.2, 2001, pp.199-217

[7] Uhl, T., Lisowski, W., Identification of modal models of helicopters using in-flight measurements, Journal of Theoretical and Applied Mechanics, No.1, Vol.39, 2001, PSTAM Warszawa, pp.104-128

[8] Uhl, T., Lisowski, W., Jabłoński, J., Wyszyński, J.,:Modal testing as a diagnostic tool – a big fan example, Proc of II International Congress of Technical Diagnostics 2000, Politechnika Warszawska, p1_19.pdf

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.

Dr inż. **Wojciech Lisowski** (ur. 1963). Stopień magistra (1987) i doktora nauk technicznych (1995) uzyskał na Wydziale Inżynierii Mechanicznej i Robotyki Akademii Górniczo Hutniczej w Krakowie. Autor i współautor 10 artykułów dotyczących badań drgań konstrukcji mechanicznych. Zainteresowania autora obejmują problemy identyfikacji modeli dynamicznych układów mechanicznych ze szczególnym uwzględnieniem zastosowania eksperymentalnej analizy modalnej. Aktualne prace realizowane przez autora dotyczą: metodyki planowania testu modalnego, wspomagania komputerowego podejmowania decyzji w trakcie estymacji parametrów modelu modalnego oraz zastosowań analizy modalnej w warunkach przemysłowych.

INFORMATYCZNE ASPEKTY PROJEKTOWANIA SYSTEMÓW MONITOROWANIA STANU MASZYN – SPRZĘT I OPROGRAMOWANIE

Tadeusz UHL*, Tomasz BARSZCZ*

*Akademia Górniczo-Hutnicza, Katedra Robotyki i Dynamiki Maszyn
al. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków, e-mail:tuhl@rob.wibro.agh.edu.pl

Streszczenie

W pracy przedstawiono podstawowe problemy projektowania i implementacji systemów monitorowania stanu maszyn. Szczególną uwagę zwrócono na problemy pomiarów, akwizycji i przetwarzania wyników pomiarów, algorytmów oceny stany i implementacji systemów w standardach przemysłowych. Pokazano związki problemów projektowania systemów monitorowania z problemami projektowania systemów informatycznych. Przedstawiono kilka podstawowych rozwiązań stosowanych w systemach monitorowania, zarówno w zakresie sprzętu jak i oprogramowania. Zwrócono uwagę na możliwości wykorzystania nowoczesnych technik komunikacyjnych i satelitarnych dla celów realizacji systemów monitorowania.

Słowa kluczowe: akwizycja, monitorowanie stanu, system informatyczny, projektowanie systemów.

COMPUTER ENGINEERING PROBLEMS IN DESIGN AND IMPLEMENTATION OF MONITORING SYSTEM – HARDWARE AND SOFTWARE

Summary

The paper presents new trends in development of health monitoring systems. Problems with measurements, data acqusition and procesing, new damage detection algorithms, and system implementation in industrial standards are discussed. Relations between design of computer systems and monitoring systems are shown. Paper is focused on vibroacoustics diagnostic systems and new solutions for damage detection based on model application.

1. WPROWADZENIE

Duże koszty eksploatacji wielu maszyn i urządzeń oraz wymagania ich użytkowników co do dyspozycyjności eksploatowanych instalacji zmuszają producentów do działań zmierzających do obniżenia kosztów eksploatacji jak również do podniesienia ich niezawodności i żywotności. Jednym z bardzo istotnych czynników wpływających na koszty eksploatacji to koszty remontów oraz koszty nieprzewidzianych przestojów awaryjnych. W wielu przypadkach, jak wykazują analizy efektywności eksploatacji metodami RCM [11], jedną z możliwości ich obniżenia jest monitorowanie i diagnozowanie stanu eksploatowanego obiektu, które ogranicza liczbę nieplanowanych przestojów związanych z awariami, umożliwia śledzenie stopnia zużycia obiektu oraz przewidywanie zakresu koniecznego remontu. Coraz częściej na odpowiedzialnych obiektach instalowane są systemy ciągłego monitorowania i diagnozowania 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 mogą prowadzić do uszkodzenia. Przez proces diagnozowania rozumie się obecnie określenie bieżącego stanu technicznego, określenie przyczyn zaistnienia obecnego stanu, oraz określenia horyzontu czasowego przyszłej zmiany stanu technicznego. Pierwsze i ostatnie zadanie diagnostyki realizuje się dla potrzeb eksploatacji natomiast określenie przyczyn zaistniałego stanu jest potrzebne dla producenta oraz służb remontowych. Realizacja tego procesu jest możliwa na podstawie danych najczęściej pochodzących z pomiarów. Pomiary te są realizowane przez systemy monitorowania ciągłego bądź też za pomocą okresowych pomiarów wykonywanych przez operatora. Pomiary realizowane w sposób ciągły na obiekcie w czasie jego eksploatacji, są obecnie preferowane ze względu na powszechność monitorowania zużycia (żywotności). W systemach tych poprzez pomiar pewnych wielkości towarzyszących eksploatacji dokonuje się oceny trwałości zmęczeniowej. Bardzo często w systemach tych istnieje bezpośrednia komunikacji pomiędzy systemami monitorowania oraz systemami sterowania co umożliwia uwzględnienie kryterium trwałości w realizacji sterowania [12]. Drugą przyczyną dla której coraz powszechniej stosuje się systemy ciągłego monitorowania jest fakt, że w diagnostyce do oceny aktualnego stanu bardzo przydatna jest informacja o jego zmianach, a nie tylko chwilowa wartość danego symptomu.

Diagnostykę w takim ujęciu można podzielić na dwa zasadnicze typy:

- diagnostyka eksploatacyjna,
- diagnostyka remontowa.

Do diagnozowania stanu urządzenia w diagnostyce eksploatacyjnej wykorzystywane są symptomy stanu związane zarówno ze zmiennymi procesowymi, 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 realizacji diagnostyki remontowej wykonuje się badania odchyłek wymiarów, własności materiałowych, degradacji materiałów (metalografię), itp. w stosunku do wzorca w postaci urządzenia bez defektu. Systemy monitorowania maszyn stosuje się do realizacji diagnostyki eksploatacyjnej.
W zakresie diagnostyki eksploatacyjnej można wyróżnić dwa sposoby wnioskowania diagnostycznego:

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

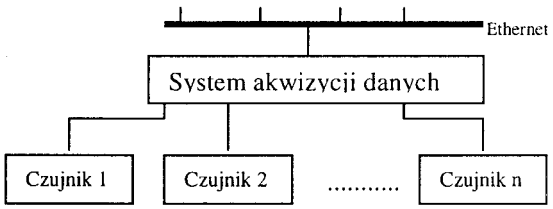
Do realizacji wnioskowania stosuje się coraz częściej systemy doradcze [22] umożliwiające w sposób automatyczny lub poprzez realizacje wspomagania decyzji operatora na diagnozowanie wielu obiektów. Do realizacji tego typu systemów konieczne jest posiadanie zidentyfikowanych relacji diagnostycznych będących podstawą określania reguł oraz tworzących bazy wiedzy diagnostycznej. Relacje te mogą być identyfikowane za pomocą eksperymentu biernego, eksperymentu czynnego, symulacji odpowiednich modeli oraz poprzez zastosowanie modelu odwrotnego [23]. Idea diagnozowania poprzez model polega na śledzeniu zmian parametrów modelu w czasie eksploatacji. Wymaga to prowadzenia na bieżąco wraz z przebiegiem procesu identyfikacji parametrów modelu. Pozwala to na określeniu uszkodzenia, miejsca jego wystąpienia oraz stan zaawansowania. W ostatnim okresie nastąpił duży postęp w zakresie zastosowania modeli w diagnostyce ze względu na opracowanie metod identyfikacji modeli na podstawie pomiarów eksploatacyjnych realizowanych w czasie normalnej pracy urządzenia [4,7]. Do tego typu metod należy metoda eksploatacyjnej analizy modalnej [2], coraz powszechniej stosowana w praktyce przemysłowej, metody oparte o modele regresyjne obiektów [20], metody realizowane dla opisu obiektów w przestrzeni stanów [18,19], metody wykorzystujące modele w postaci sztucznych sieci neuronowych [13]. W diagnostyce eksploatacyjnej wyróżnia się dwa typy decyzji diagnostycznych;

- decyzje istotne dla użytkownika; czy obiekt pracuje poprawnie, jaka jest prognoza poprawnej pracy,
- decyzja ważne dla obsługującego obiekt; lokalizacja uszkodzenia, określenie przyczyny uszkodzenia, dane konieczne do określenia zakresu koniecznej naprawy.

Rozwój systemów monitorowania i diagnozowania konstrukcji wiąże się ściśle z rozwojem technik informatycznych. W chwili obecnej tendencje w rozwoju systemów monitorowania i diagnozowania idą w kierunku systemów rozproszonych, systemów opartych na inteligentnych czujnikach, systemów wyposażonych w wiele możliwości komunikacji z operatorem i innymi systemami wspomagania eksploatacji. Systemy te cechuje modułowość, standaryzacja zarówno oprogramowania jak i sprzętu, jak również sieciowość oznaczająca łatwość komunikacji i integracji takiego systemu z innymi systemami. Bardzo szybko w chwili obecnej rozwijają się systemy monitorowania zużycia w szczególności dotyczy to odpowiedzialnych i niebezpiecznych dla ludzi i środowiska instalacji.

2. ROZWIĄZANIA SPZRĘTOWE W SYSTEMACH MONITOROWANIA I DIAGNOZOWANIA STANU MASZYN

Jednym z podstawowych elementów sprzętowych systemów monitorowania są czujniki zbierające informacje o aktualnym stanie mierzonego procesu. Obecnie najczęściej wykorzystywane czujniki można zaliczyć do klasy czujników inteligentnych z których wyjście jest cyfrowe, a na ich wyjściu jest informacja wstępnie przetworzona. Takie rozwiązanie z jednej strony zmniejsza ilość danych przesyłanych do systemu akwizycji, z drugiej natomiast ogranicza elastyczność systemu rozumiana jako możliwość realizacji innych funkcji czy innych sposobów realizacji przetwarzania. Schemat układu monitorowania z inteligentnymi czujnikami przedstawiono na rysunku 1. Innym rozwiązaniem które umożliwia realizację układów monitorowania w sposób etapowy oraz ma strukturę modułową jest układ złożony z czujnika, lokalnego układu monitorowania oraz systemu w postaci stacji roboczej, której zadaniem jest zarządzanie działaniem całego sytemu monitorowania.

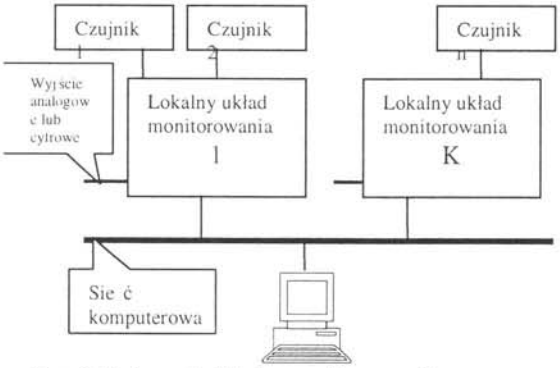


Rys.1. Schemat układu z inteligentnymi czujnikami.

Schematycznie strukturę takiego układu przedstawiono na rysunku 2. Lokalny układ monitorowania może pracować niezależnie od stacji roboczej realizując podstawowe funkcje monitorowania i diagnostyki, a w szczególności umożliwia wykrycie uszkodzenia. W typowych rozwiązaniach z tego zakresu lokalny układ monitorowania zawiera;

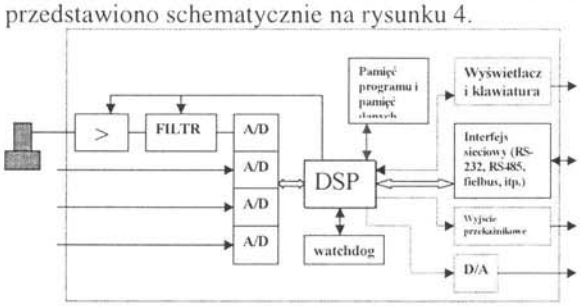
- podukład kondycjonowania sygnałów,
- podukład wstępnego przetwarzania sygnałów,
- podukład rejestracji sygnału,

- podukład generowania alarmów
- podukład komunikacji

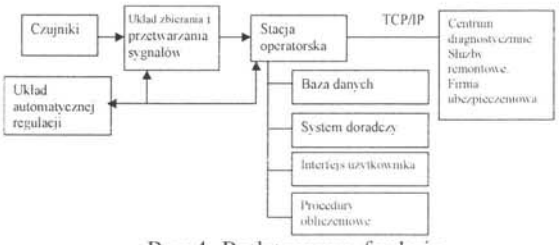


Rys.2. Schemat układu monitorowania z lokalnym układem zbierania i rejestracji danych

Podstawowym zadaniem lokalnego układu monitorowania jest zasilanie czujnika, wstępne przetwarzanie sygnału, wyznaczanie estymatora wymaganego dla oceny stanu oraz rejestracja w pamięci danych w czasie realizacji pomiarów.
W wielu rozwiązaniach układ posiada możliwość programowania wartości dopuszczalnych, wizualizację przekroczenia tych stanów oraz generowania i wysyłania sygnałów cyfrowych bądź analogowych o przekroczeniu przez wielkość mierzoną lub wyznaczony estymator wartości dopuszczalnych. Sygnał ten może być włączony w układ zabezpieczeń monitorowanej maszyny. Zarejestrowane wielkości mogą być wczytane, najczęściej poprzez złącze szeregowe do komputera w celu dokonania analizy trendów. Analiza trendów jest podstawowym i najprostszym narzędziem diagnostycznym stosowanym w praktycznych rozwiązaniach układów monitorowania w systemach diagnostyki wibroakustycznej. Dla jej realizacji w lokalnym układzie monitorowania konieczna jest rejestracja sygnałów. Z punktu widzenia konstrukcji sprzętu architektura lokalnego układu monitorowania jest modułowa, a poszczególne kanały wejściowe z czujników są obsługiwane poprzez odpowiednie nakładki. Na bazie lokalnych układów monitorowania można budować duże rozproszone układy monitorowania, a ilość możliwych do włączenia lokalnych modułów zależy od zastosowanych standardów złącza komunikacyjnego. Wiele z dostępnych na rynku układów posiada wbudowane wyjście analogowe dla celów realizacji specjalistycznych analiz sygnału w chwili wykrycia uszkodzenia Analizy te ułatwiają określenie przyczyny wystąpienia uszkodzenia. Bardziej zaawansowane systemy zawierają procesor sygnałowy umożliwiający realizację złożonych analiz sygnałów. Schemat tak rozbudowanego lokalnego układu monitorowania przedstawiono na rysunku 3. Najbardziej rozbudowane sprzętowo są zintegrowane układy ciągłego monitorowania obiektów. Podstawowe funkcje tych układów przedstawiono schematycznie na rysunku 4.

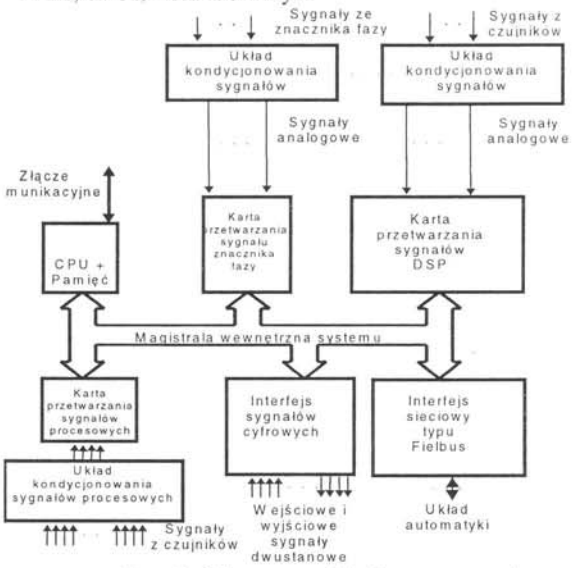


Rys.3. Schemat układu monitorowania z zastosowaniem procesora sygnałowego



Rys.4. Podstawowe funkcje zintegrowanego układu sterowania

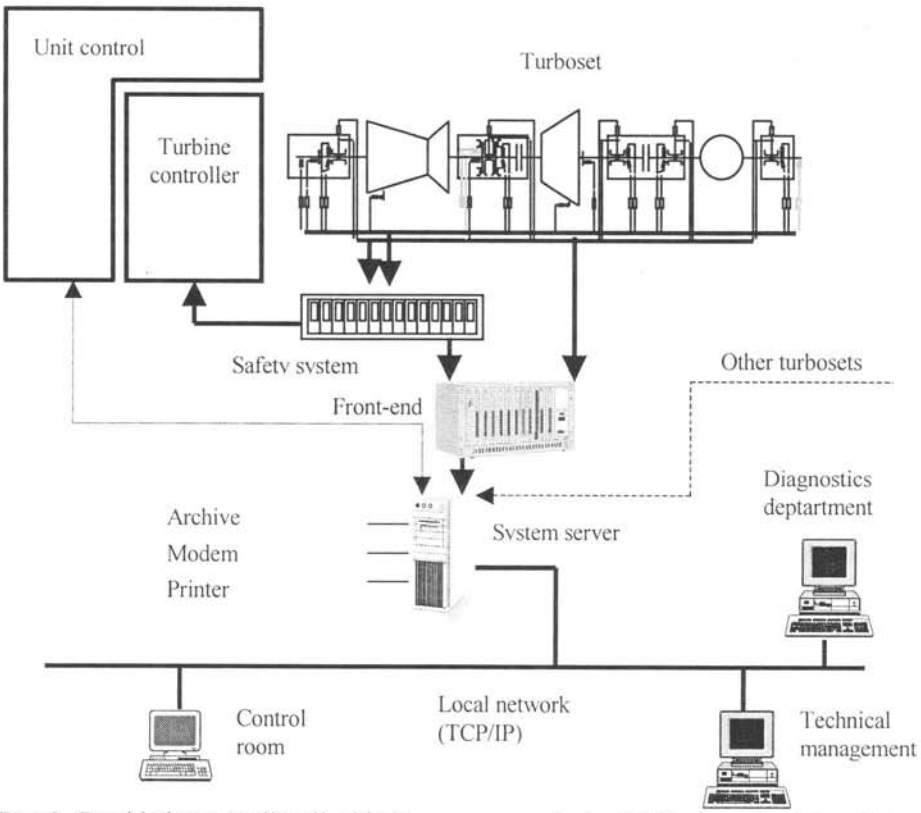
Istotną cechą tego typu układu jest rozdzielenie funkcji zbierania i przetwarzania danych od funkcji tworzenia baz danych oraz podejmowania decyzji diagnostycznych. Takie podejście determinuje architekturę sprzętową systemu, która ma w większości tego typu układów monitorowania postać „front end – stacja robocza". Są to połączone pomiędzy sobą dwa komputery o typowych dla siebie funkcjach. Komputer będący interfejsem pomiarowym ma za zadanie realizacje pomiarów, przetwarzanie wyników pomiarów oraz wysyłanie wyników do stacji roboczej, w której realizowane są dalsze analizy. Komputer ten w większości współcześnie stosowanych rozwiązań stanowi komputer czasu rzeczywistego oparty na przemysłowej magistrali VME, cPCI, VXI lub innym



Rys.5. Schemat architektury typowej stacji pomiarowej stosowanej w diagnostyce maszyn wirnikowych.

Natomiast stacja robocza jest komputerem klasy PC lub stacja roboczą realizującą zadania archiwizacji danych, przetwarzania wyników, wnioskowania diagnostycznego, a przede wszystkim serwera w sieci w której umieszczony jest system monitorowania. Złącze pomiędzy stacja pomiarowa, a stacją robocza jest najczęściej klasyczna siecią komputerowa przemysłowa. Schemat najczęściej stosowanej stacji pomiarowej przedstawiono na rysunku 5.

Przedstawiona architektura ma strukturę modułowa co umożliwia dopasowane wielkości sytemu monitorowania do potrzeb użytkownika i rodzaju monitorowanego obiektu. Bardzo istotnym elementem doboru systemu monitorowania do obiektu są analizy ekonomiczne z uwzględnieniem polityki remontowej firmy. Jedna z metod jakie można zastosować do tego celu jest metoda RCM (ang. Reliability Centered Maintenace) uwzględniająca· również ocenę ryzyka nieprzewidzianej awarii monitorowanej instalacji[11]. Przykład zrealizowanego w Katedrze Robotyki i Dynamiki Maszyn AGH we współpracy z ALSTOM Power układu monitorowania przedstawiono na rysunku 6.



Rys.6. Przykładowa realizacji układu monitorowania bloku energetycznego (AIDA951)

Jednym z wymagań stawianych współcześnie eksploatowanych systemów monitorowania i diagnostyki jest możliwość zdalnego otrzymywania informacji o stanie obiektu jak również zdalnego sterowania systemem monitorowania. W chwili obecnej, przy dostępnych systemach komunikacji jest możliwa realizacja tych wymagań. Jednym ze sposobów jest włączenie serwera systemu monitorowania w sieć Internet i udostępnienie informacji zgromadzonych w bazie danych dla upoważnionych użytkowników. Takie rozwiązanie zastosowano w kilku znanych autorowi systemach [8,26]. Inne rozwiązanie umożliwia wysyłanie informacji do wybranych użytkowników poprzez SMS (ang. Short Message Service) w sieci telefonii komórkowej GSM (ang. Global System for Mobile communications). Serwis SMS umożliwia realizację przesyłania krótkich informacji z lub do telefonu komórkowego o długości 160 znaków, jest to wystarczająca ilość aby przesłać do użytkownika informacje o aktualnym stanie lub o stanach alarmowych dotyczących monitorowanej konstrukcji. Warunkiem realizacji takiej transmisji informacji jest dostępność sieci GSM w miejscu przebywania odbiorcy. Istnieje kilka możliwości realizacji takiej komunikacji od strony systemu monitorowania. W Katedrze Robotyki i Dynamiki Maszyn przetestowano trzy możliwości:

- wysyłanie SMS poprzez bramkę WEB,
- wysyłanie SMS poprze e-mail
- wysyłanie SMS z zastosowanie terminala GSM.

Dwa pierwsze rozwiązania wymagają dostępności sieci telefonicznej lub Internetu w miejscu zainstalowania systemu monitorowania. W przypadku spełnienia warunku dostępności do Internetu, jak wykazały przeprowadzone w Katedrze badania sposób poprzez wysyłanie SMS z wykorzystaniem e-maila jest najtańszy, ale czas otrzymania informacji adresata jest niezdeterminowany i zależy od obciążenia sieci. Najlepszy i najszybszy sposób realizacji przesyłania

informacji z systemu monitorowania do odbiorcy jest wykorzystanie terminala GSM. Terminal taki może być połączony z systemem monitorowania poprzez złącze typu RS232 i może pracować jako modem. Informacja może być tutaj przesyłana w obie strony tak że użytkownik ma możliwość sterowania praca systemu. Rozwiązanie to jest w pełni niezależne od ruchu w sieci Internet. Terminale GSM można w prosty sposób programować z zastosowaniem komend AT. Dużo większe możliwości przesyłania informacji diagnostycznych z systemu monitorowania stworzone zostaną w chwili uruchomienia sieci telefonii komórkowej opartej na standardzie UMTS (Universal Mobile Telecomunication System) nazywany również 3G. Jest on dedykowany do przesyłania pakietów tekstowych, przetworzonego do postaci cyfrowej głosu i obrazu z szybkością większa jak 2megabity na sekundę. Zaleta systemu będzie tez możliwość uzyskiwania połączeń przez satelity. Z chwilą rozpoczęcia pracy tego systemu dla celów diagnostycznych stworzone zastana możliwości interakcji użytkownika z systemem oraz podgląd danych z systemu przez użytkownika w sposób graficzny. Dzisiejsze rozwiązania oparte o GSM mają możliwość jedynie transmisji i podglądu ograniczonej ilości danych alfanumerycznych.

W przypadku monitorowania obiektów dużych z zastosowaniem metod wibroakustycznych istnieje konieczność synchronizacji pomiarów drgań realizowanych w dużych odległościach od siebie. Taka sytuacja ma miejsce w systemach monitorowania mostów. Synchronizacja takich pomiarów może być zrealizowana poprzez połączenie stacji pomiarowych kablem lub tez wykorzystując sygnał synchronizacji wysyłany przez system GPS. Pierwsze z rozwiązań jest bardzo drogie i uciążliwe do realizacji ze względu na konieczność ułożenia kabla, dlatego też wykorzystuje się coraz częściej rozwiązanie oparte na odbiorze sygnału GPS. System GPS skalda się z trzech podstawowych segmentów;

- segmentu kontroli,
- segmentu kosmicznego
- segmentu użytkownika.

Naziemny segment kontroli spełnia rolę nadzorującą i składa się z pięciu stacji nadzorujących rozmieszczonych na całym świecie. Prowadzą one ciągły nasłuch sygnałów z satelitów, sprawdzają poprawność działania satelitów i komunikują się za stacja główną. Stacja centralna oblicza parametry orbit satelitów, wyznacza poprawki zegarów satelitów i przekazuje do satelitów wyznaczone poprawki. Segment użytkownika składa się z odbiorników GPS. Odbiorniki te przekształcają sygnał pochodzący od satelity na położenie, prędkość i czas. Potrzebne są sygnały z minimum czterech satelitów aby obliczyć położenie i czas. Podstawowym zastosowaniem GPS jest nawigacja w trzech wymiarach, innymi zastosowaniami jest określenie dokładnego czasu oraz synchronizacja czasowa w rozproszonych systemach sterowania i monitorowania. Dokładność w zakresie pomiaru czasu systemu GPS dla usług typu PPS (Precise Positioning Service) dostępnych dla autoryzowanych użytkowników jest 200 nanosekund, natomiast dla usług typu SPS (Standard Positioning Service) 340 nanosekund. Jest to dokładność w zupełności wystarczająca dla systemów monitorowania opartych na pomiarach wibroakustycznych. Aby wykorzystać sygnał GPS w systemach monitorowania należy wyposażyć go w odpowiedni odbiornik. Odbiornik GPS jest wyposażony w złącze typu NMEA0183, który jest podobny do RS232 tylko posiada inne sygnały elektryczne. Opisane wyżej rozwiązania sprzętowe dostarczają informacji pomiarowej o obiekcie, która musi zostać odpowiednio przetworzona dla celów wnioskowania diagnostycznego. Stosuje się wiele różnych algorytmów monitorowania i diagnozowania, krótki ich przegląd przedstawiono w następnym punkcie pracy.

3. ROZWIĄZANIA ALGORYTMÓW MONITOROWANIA I DIAGNOZOWANIA STANU MASZYN

Z punktu widzenia stosowanych algorytmów w systemach monitorowania i diagnozowania można wyróżnić dwa typy układów[24]:

- oparty na symptomach stanu,
- oparty na modelu.

Zadania jakie realizowane są w sposób algorytmiczny można podzielić na kilka grup:

- akwizycja i analiza sygnałów,
- archiwizacja danych,
- analiza danych pod katem wykrywania uszkodzenia,
- analiza danych pod kątem lokalizacji uszkodzenia,
- analiza danych pod katem predykcji stanu,
- wspomaganie decyzji diagnostycznych oraz klasyfikacja stanu,
- redundancja analityczna kanałów pomiarowych,
- zadania komunikacji i koordynacji pracy urządzenia.

Jedna z możliwych realizacji algorytmów diagnozowania jest generowanie reszt z modeli z zastosowaniem modeli opartych o sieci neuronowe [13]. Inną coraz częściej wykorzystywaną w praktyce możliwością jest zastosowanie metod podprzestrzeni stanów [18].

Metody te na podstawie pomiarów przebiegów czasowych drgań obiektu w wielu jego punktach umożliwia śledzenie na bieżąco zmian w wartościach parametrów modelu, a przede wszystkim zmian parametrów modelu modalnego. Znane są autorom implementacje tych algorytmów w systemach monitorowania samolotów, satelitów oraz maszyn wirnikowych [19,21]. Nowe możliwości w realizacji diagnozowania konstrukcji mechanicznych on-line stworzyła metoda analizy modalnej oparta na pomiarach tylko odpowiedzi. Metoda ta została opracowana przy współudziale autorów publikacji

w ramach projektu europejskiego SINOPSYS [21,9]. Jak widać z tego zestawienia algorytmów do ich realizacji konieczne jest zawansowane oprogramowanie.

4. ROZWIĄZANIE PROGRAMOWE W SYSTEMACH DIAGNOZOWANIA I MONITOROWANIA STANU MASZYN

Oprogramowanie jest niezbędnym elementem systemów monitorowania i diagnozowania. Celem oprogramowania jest gromadzenie danych i taka ich prezentacja, aby z bardzo dużej ilości mierzonych danych uzyskać użyteczną informację, na podstawie której można wnioskować o stanie maszyny. Powoduje to, że oprogramowanie realizuje następujące funkcje:

- konfiguracja systemu
- pobieranie danych (akwizycja)
- filtracja
- przetwarzanie danych
- sygnalizacja przekroczeń i innych zdarzeń w systemie
- przechowywanie danych
- prezentacja danych

Przedstawione funkcje mogą być różnie realizowane w różnych systemach monitorowania. Systemy takie można podzielić na trzy podstawowe kategorie: systemy złożone z niepołączonych ze sobą (autonomicznych) zbieraczy danych (ang. *data logger*), systemy monitoringu ciągłego rejestrującego wielkości wolnozmienne (do kilku Hz na kanał) oraz systemy monitorujące sygnały dynamiczne, próbkujące sygnały z częstotliwościami powyżej 100 Hz na kanał. Poniżej przedstawione zostaną cechy charakteryzujące poszczególne klasy oprogramowania.

4.1. Autonomiczne zbieracze danych

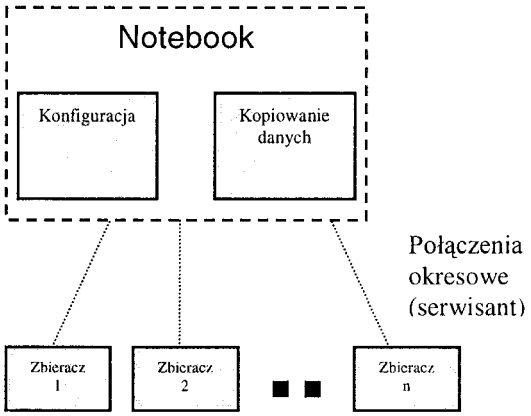
System złożony z rozproszonych zbieraczy danych opisany został w rozdziale X. Podstawowe oprogramowanie tego typu urządzeń jest dostarczane razem ze zbieraczem. Jego zadania to:

- konfiguracja systemu
- pobieranie danych

Oprogramowanie takie jest typowym oprogramowaniem narzędziowym, realizującym jedynie podstawowe funkcje. Po zainstalowaniu zbieracza jest on konfigurowany programowo, przez dołączenie go portem szeregowym do notebook'a z oprogramowaniem konfiguracyjnym. Ustawiane są podstawwe parametry pracy, takie jak: parametry portu komunikacyjnego, zakresy kanałów, poziomy progów alarmowych, okresy rejestracji danych itp.. Po zakończeniu konfiguracji wprowadzone parametry zapisywane są w pamięci nieulotnej. Zbieracz danych pracuje autonomicznie, sygnalizując przekroczenia alarmów i okresowo rejestrując dane w pamięci.

Użytkownik wyposażony w notebook okresowo łączy się z każdym zbieraczem i kopiuje dane w pamięci zbieracza do bazy danych. W najprostszej wersji funkcjonalność ta ograniczona jest do skopiowania danych z pamięci zbieracza do pliku tekstowego, który następnie jest obrabiany standardowymi narzędziami, np. MS Excel. W taki sposób realizowana jest podstawowa funkcja diagnostyki, tj. analiza trendów.

Rysunek 7 przedstawia strukturę oprogramowania podstawowego systemu opartego o autonomiczne zbieracze danych.



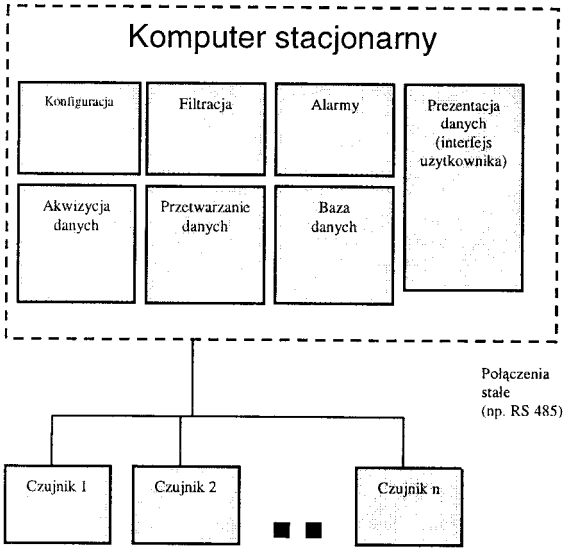
Rys. 7. Struktura oprogramowania podstawowego systemu opartego o autonomiczne zbieracze danych.

Bardziej rozbudowane programy analizy danych są wyposażone we własne narzędzia analizy danych, takie jak serwer bazy danych, wykresy trendów, moduły prognozowania czasu od momentu osiągnięcia stanu alarmowego itp.. Posiadają one funkcjonalność bardzo zbliżoną do systemów opisanych w p. 4.2. Opisy takich systemów znaleźć można np. w [1], [2].

4.2. Systemy monitorowania wielkości wolnozmiennych

Wielkości wolnozmienne charakteryzują się częstotliwością pomiaru poniżej kilku Hz, najczęściej granicą przyjmowana w systemach monitorowania jest 1 Hz. Systemy stacjonarne, które przetwarzają takie sygnały, są na stałe podłączone do czujników, bądź przez karty we/wy, bądź do czujników „inteligentnych", wyposażonych w interfejsy szeregowe, najczęściej RS 485. Systemy takie realizują przktycznie wszystkie funkcje wymienione na początku niniejszego rozdziału. Zakres ich realizacji zależy od konkretnego systemu. Filtracja np. stosowana jest w przypadku pomiaru danych, które są danymi wejściowymi do obliczeń sprawności układów przepływowych. Z uwagi na dużą niestacjonarność obiektu dane wejściowe muszą zostać silnie przefiltrowane, aby uzyskać wiarygodne wartości wejściowe. Filtracja jest również niezbędna, gdy z danych określany jest np. gradient mierzonej wartości.

Rysunek 8 przedstawia strukturę oprogramowania stacjonarnego systemu monitorowania wielkości wolnozmiennych.
Systemy takie są dość podobne do systemów SCADA (ang. *Supervisory Control And Data Acquisition*) [3], [4], które są obecnie standardem stosowanym do monitorowania i sterowania obiektami przemysłowymi. Różnice pomiędzy systemami monitorowania i diagnostyki w porównaniu z systemami SCADA to:
- brak sprzężenia zwrotnego
- większe ilości gromadzonych danych
- bardziej zaawansowane funkcje replikacji bazy danych
- dodatkowe funkcje diagnostyczne



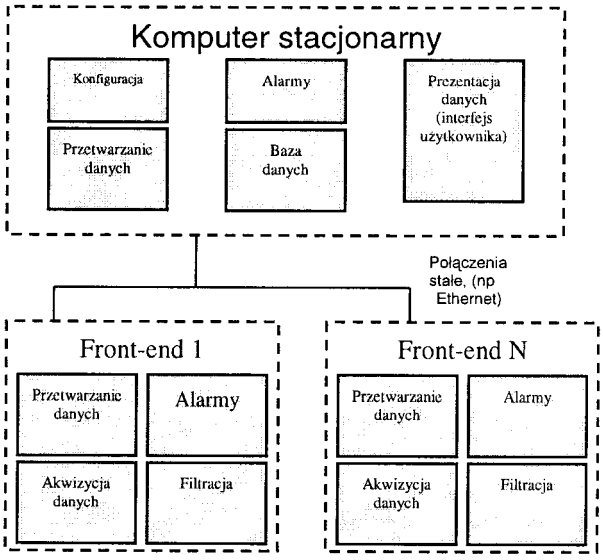
Rys. 8. Struktura oprogramowania stacjonarnego systemu monitorowania wielkości wolnozmiennych.

Systemy typu SCADA mogą być stosowane tylko do najprostszych funkcji monitorowania.

4.3. Systemy monitorowania wielkości dynamicznych.

Stacjonarne systemy monitorowania i diagnostyki wielkości dynamicznych charakteryzują się przede wszystkim dużą ilością przetwarzanych danych, wynikającą głównie z wysokiej częstotliwości próbkowania sygnałów wejściowych. Typowym przykładem tej grupy systemów są systemy wibrodiagnostyczne, w których częstotliwości próbkowania sięgają 20 kHz. Szersze omówienie takich systemów zanleźć można np. w [5], [6], [7]. Dane transmitowane są w tego typu systemach z prędkościami przekraczającymi 100 KB/s, co uniemożliwia stosowanie typowych przetworników „inteligentnych" i łączy szeregowych opartych na RS-485. Dane są pobierane przez specjalizowane moduły „front-end", na których działa oprogramowanie czasu rzeczywistego. Oprócz pobierania danych często realizowane są też funkcje filtracji, wstępnego przetwarzania i wykrywania alarmów. Pozwala to na odciążenie komputera centralnego i zmniejsza ilości transmitowanych danych.
Transmisja danych odbywa się przez łącza sieciowe, które zapewniają dużo większą przepustowość (10 – 100 Mbitów/s).

Rysunek 9 przedstawia strukturę oprogramowania stacjonarnego systemu monitorowania wielkości dynamicznych.



Rys. 9. Struktura oprogramowania stacjonarnego systemu monitorowania wielkości dynamicznych.

Najistotniejszą cechą oprogramowania tego typu systemów jest rozproszenie poszczególnych części oprogramowania pomiędzy poszczególne komputery systemu. Istotny jest również fakt, że niektó®e części, takie jak przetwarzanie danych i wykrywanie alarmów są realizowane na kilku komputerach. Podejście to jest korzystne, jeżeli jednocześnie należy wykonywać stosunkowo proste analizy, wymagające jednak dużej mocy obliczeniowej (np. FFT, analiza synchroniczna) i bardziej skomplikowane, wykonywane stosunkowo rzadko (np. zaawansowane analizy trendów).

4.4. Systemy operacyjne w systemach monitorowania

Problem wyboru systemu operacyjnego, pod którego kontrolą ma działać system monitorowania i diagnostyki ma kluczowe znaczenie dla jego działania, a szczególnie dla akwizycji danych. Najważniejszym wymaganiem wobec modułu akwizycji danych jest zapewnienie zapisu wszystkich wymaganych danych, niezależnie od chwilowego obciążenia systemu. Typowym przypadkiem jest zapewnienie działania akwizycji przy jednoczesnym przeglądaniu danych, drukowaniu lub innych operacjach, które mogą znacznie obciążać procesor.
Typowym rozwiązaniem takich problemów jest zastosowanie systemów operacyjnych czasu rzeczywistego (ang. *real-time operating system, RTOS*). Omówienie problematyki RTOS zawarte jest

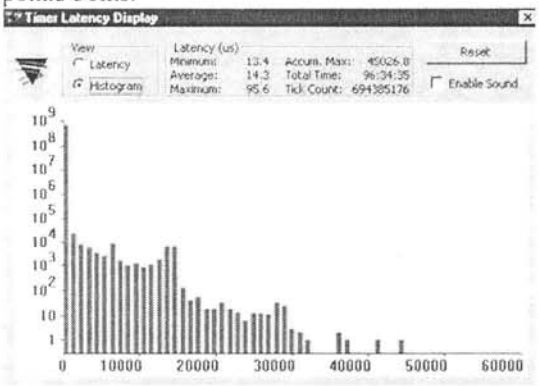
np. w [8]. Informacje na temat przykładowych RTOS można znaleźć w [9], [10].

Najistotniejszą właściwością systemu czasu rzeczywistego jest jego zdolność do odpowiedzi z określonym czasie. Parametrami mierzonymi są czas przełączania kontekstu i czas opóźnienia obsługi przerwania. W przypadku, gdy czasy te są rzędu mikrosekund niezbędne jest zastosowanie systemu operacyjnego tzw. twardego czasu rzeczywistego (ang. *hard real-time*). Są one również niezbędne w zastosowaniach w zadaniach sterowania. Jeżeli czasy charakteryzujące system są zbliżone do milisekundy, mówimy o systemach tzw. miękkiego czasu rzeczywistego (ang. *soft real-time*). Są to wymagania wystarczające w większości systemów diagnostycznych.

W warunkach, gdy można dopuścić aby dane były zapisywane z opóźnieniem (przy zachowaniu wymagania co do akwizycji wszystkich danych), często stosowanym rozwiązaniem jest zastosowanie kart akwizycji danych wyposażonych w bufory (tzw. kolejki FIFO). Oprogramowanie odczytuje dane z bufora rzadziej niż są one zapisywane, a maksymalny okres zapisu zależy od pojemności bufora. Metoda ta jest często stosowana w prostszych rozwiązaniach systemów monitorowania, ponieważ nie wymaga ona stosowania systemu operacyjnego czasu rzeczywistego i jest prostsza i tańsza.

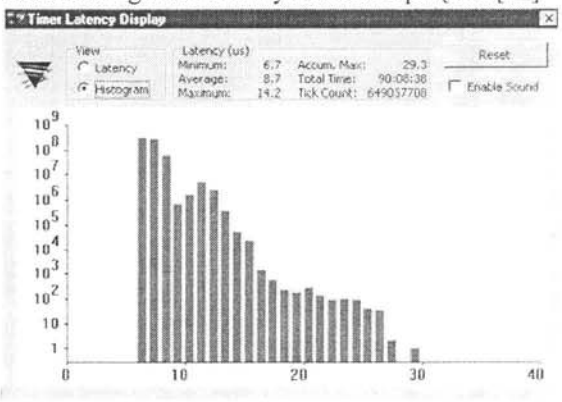
Z uwagi na dominację systemu Windows NT (i zastępującego go Windows 2000) w zastosowaniach przemysłowych, dąży się również do stosowania go w systemach monitorowania. Rozwiązania przyjęte w systemie Windows NT nie zapewniają jednak spełnienia wymagań czasu rzeczywistego [11] [12], głównie w zakresie obsługi przerwań. Na rysunku 10 przedstawiono wyniki pomiarów wydajności systemu Windows NT 4.0. Wykres zaczerpnięto z [12].

Z zamieszczonego wykresu wynika, że jądro systemu NT optymalizuje średni czas odpowiedzi systemu, co jest podejściem typowym do systemów biurowych. Nie jest to jednak podejście akceptowalne dla systemów czasu rzeczywistego, ponieważ nie gwarantuje maksymalnego czasu odpowiedzi. Na wykresie widoczne są opóźnienia ponad 30ms.



Rys. 10. Wyniki pomiarów wydajności systemu Windows NT

W wyniku tego ograniczenia NT jest stosowany do systemów, w których karty pomiarowe są wyposażone w bufory FIFO, a także w wielu systemach, które wymagają czasu odpowiedzi systemu rzędu 1s. Przykład takiego systemu można znaleźć w [13]. Jeżeli system ma również wykonywać w sposób deterministyczny zaawansowane funkcje akwizycji i przetwarzania danych, systemy czasu rzeczywistego stosowane są w komputerach front-end, które współpracują z serwerami pracującymi w systemie Windows NT. Przykład takiego systemu, stosującego we front-end'zie system VxWorks, przedstawiono w [14]. Obiecujący kierunkiem jest także wymiana niektórych komponentów systemu Windows NT, tak aby uzyskać system czasu rzeczywistego. Podejście takie stosowane jest np. w systemie RTX [12]. Po uzupełnieniu systemu Windows NT o RTX maksymalny czas odpowiedzi systemu skraca się do 30us. Poniższy wykres (rys.11) przedstawia wyniki pomiarów wydajności systemu Windows NT rozszerzonego o RTX. Wykres zaczerpnięto z [12].



Rys. 11. Wyniki pomiarów wydajności NT + RTX

4.5. Bazy danych w systemach monitorowania

Baza danych jest najistotniejszym modułem systemu monitorowania, a sposób jej realizacji ma decydujący wpływ na działanie systemu. Wpływ ten jest tym większy, im większy jest strumień zapisywanych danych i wymagania użytkownika systemu co do uniwersalności funkcji bazy danych.

Jeszcze kilka lat temu wszystkie systemy wyposażane były w specjalizowane bazy, tworzone na potrzeby każdego projektu. Rozwiązanie takie było z reguły kosztowne, zarówno w tworzeniu, jak i w pielęgnacji, a powstałe bazy danych oferowały tylko podstawową funkcjonalność.

W wyniku rozwoju technologii baz danych, znacznie rozwinęły się bazy danych standardu SQL (ang. *Structured Query Language*). Szersze informacje na temat baz danych SQL znaleźć można np. w [15]. Korzyści, jakie oferują bazy SQL, to:

- zunifikowany interfejs do zarządzania bazą
- zunifikowany interfejs do zapisu i odczytu danych
- standardowe narzędzia replikacji danych (również zdalnej)

- możliwość niezależnego dostępu do danych przez użytkownika

Ograniczeniem baz danych SQL jest ich stosunkowo niska przepustowość (rozumiana jako maksymalny strumień danych możliwy do zapisania przez bazę). Z tego względu są one stosowane jedynie do systemów monitorowania sygnałów wolnozmiennych. W przypadku konieczności zapisu dużo większych ilości danych, co występuje w systemach monitorowania sygnałów dynamicznych, bazy SQL nie zapewniają wystarczającej przepustowości. W takich przypadkach stosowane są trzy metody: specjalizowana baza danych, (zalety i wady opisano powyżej), połączenie bazy SQL i bazy specjalizowanej (baza SQL przechowuje np. tylko nazwy plików na dysku, w których przechowywane są dane dynamiczne), bądź równoległe stosowanie dwóch baz: dedykowanej bazy do danych dynamicznych i bazy SQL dla danych wolnozmiennych i estymat danych dynamicznych.

5. WNIOSKI KOŃCOWE

Jak przedstawiono w pracy, w chwili obecnej problemy projektowania i implementacji systemów monitorowania są najczęściej problemami informatycznymi. Rozwój informatyki stwarza coraz to nowe możliwości, dla budowania systemów monitorowania poprzez stworzenie bazy dla realizacji coraz bardziej złożonych algorytmów, integracji rozproszonych systemów oraz tworzenia dużych baz danych i analizy zawartych w nich informacji. Już w obecnie wydaje się realne zdalne prowadzenie monitoringu i diagnostyki bez względu gdzie znajduje się obiekt, a gdzie jest w danej chwili diagnosta. Dlatego też stworzone są już podstawy techniczne do budowy wirtualnych centrów diagnostyki, które działają dla użytkowników obiektów technicznych, a nie są bezpośrednio z nimi związane.

6. LITERATURA

[1] T. Uhl, Stan obecny i trendy rozwojowe w systemach monitorowania i diagnozowania stanu maszyn, Pomiary, Automatyka, Kontrola, 1999, nol.4, s. 12-17.

[2] T. Uhl, Zastosowanie Analizy Modalnej w Diagnostyce, Diagnostyka, vol.10, 2000, s. 24-32.

[3] T.Uhl, T. Barszcz, L. Miekina, The Role of Software in monitoring systems, Internationla Congress on Diagnostics, Warszawa, September, 2000.

[4] T.Uhl, W. Batko, Wybrane problemy diagnostyki maszyn, CCATIE No.5, Kraków, 1997.

[5] Braszcz T. Uhl T., Rumak T, Selected applications of modern dignostics in Alstom Power, II International Congres of Technical Diagnostics, Wraszawa, 2000.

[6] Lisowski W., Uhl T., Application of operational modal analysis to diagnosyic of big fans, II International Congres of Technical Diagnostics, Warszawa, 2000

[7] Uhl T., W. Batko Application of Models in Diagnostics, VETOMAC, Bangalore, October 2000.

[8] Barszcz T., Uhl. T.- AIDA –Turbosets monitoring and diagnostics system, Mat. konf. ICCC'2000 Podbanske Slovak Republika , maj 2000, str. 59-62

[9] Lisowski W., Uhl T.-Application of Operational Model Analysis to Diagnostics- case study, Materiały konferencyjne , Proceedings of ISMA25 , 2000 International Conference on Noise and Vibration Engineering, vol II, wrzesień 2000, str. 733- 740

[10] Barszcz T., Uhl. T., Bogacz M., Hanc.-Results of application of DSP in vibrodiagnostcs systems, Materiały konferencyjne ,II Międzynarodowa Kongres Diagnostyki Technicznej Diagnostyka 2000, Warszaw , wrzesień 2000.

[11] Pietrzyk A., Uhl T., Piskorz Z., Projektowanie układów monitorowania stanu maszyn z zastosowaniem techniki RCM, Kongres Eksploatacji Maszyn, Krynica, 2001.

[12] Uhl T., Miękina L., Jabłoński J., Wyszyński J, Diagnostyka Kotłowych Urządzeń energetycznych, IV Konferencja Metod Doświadczalnych, Wrocław, 1999

[13] Korbicz J., Sztuczne sieci neuronowe i ich zastosowanie w diagnostyce procesów przemysłowych, PAK, no.4, 1998.

[14] Gibiec M., Zastosowanie sztucznych sieci neuronowych w diagnostyce maszyn,

[15] Gibiec M, Zastosowanie zbiorów rozmytych w diagnostyce maszyn,

[16] Kapla, Elliot D., Understanding GPS: Principles and applications, Artech Publishers Hause, Boston, 1996.

[17] „Can NT 4 be used as an RTOS ?", Real-Time Cosult, www.realtime-info.be,

[18] Basseville M., Abdelghani M., Benveniste A., "Subspace-based fault detection algorithms for vibration monitoring". Automatica, vol.36, no 1, Jan. 2000, pp.pp.101-109.

[19] Basseville A., Benveniste A., Moustakides G., Rougee A.: "Detection and diagnosis of changes in the eigenstructure of nonstationary multivariable systems". Automatica, vol.23, no 4, July 1987, pp.479-489.

[20] Favoreel W., De Moor B., Van Overschee P., "Subspace State Space System Identification for Industrial Processes", in Proc. of the 5th IFAC Symposium on Dynamics and Control of Processes and Systems (DYCOPS), Corfu, Greece, Jun. 1998, 6 p.

[21] L. Hermans, H. Van der Auweraer, Modal Testing and Analysis of Structures under Operational Conditions: Industrial Applications, Mechanical Systems & Signal Processing, Vol.13, No.2, pp.193-216 (, 1999).

[22] Cholewa W., Dynamiczne systemy doradcze w diagnostyce technicznej, Materiały II Kongresu Diagnostyki Technicznej, T.1, str. 57-84, Gdańsk, 1996.

[23] Cholewa W., Kiciński J., Odwrotne model diagnostyczne, Wyd. Polit. Śląskiej, Gliwice, 1997.

[24] Natke H.G., Cempel C., Model-aided diagnosis of Mechanical systems, Springer – Verlag, Berlin Heilderberg, 1997.
[25] Kiciński J.,Computer Analysis in optimization and Diagnostics of Technical Objects, Bulletin of the Polish Academy of Sciences, Technical Sciences, Warsaw, 2001, pp. 219- 231.
[26] DT200-1. System diagnostyczny dla turbozespołów energetycznych o mocy 200 MW, Praca zbiorowa pod red. W. Cholewa, J. Kiciński, Gdańsk, 1998.
[27] Braszcz T., AIDA II Zintegrowany system monitorowania i diagnozowania stanu bloku energetycznego, Energetyka, no.1, 2001.
[28] Materiały informacyjne firm: IRD, Prueftechnik, InTouch, PI, ALSTOM POWER (AIDA 951), BN 3500, Schenck
[29] Sacha K., „Systemy czasu rzeczywistego", PW, Warszawa, 1998.
[30] www.wrs.com
[31] www.qnx.com
[32] „Can NT 4 be used as an RTOS?", Real-Time Consult, www.realtime-info.be
[33] „RTX vs. Windows NT performance" www.vci.com
[34] Barszcz T., Miękina L., Uhl T. „Application of modular diagnostics system in power generation industry" ICCC 2001, Krynica, 2001
[35] Barszcz T., Uhl T., „AIDA 951- turbosets monitoring and diagnostics system", ICCC 2000, Podbanske, Słowacja

Dr inż. **Tomasz Barszcz** – absolwent Wydziału Elektroniki Politechniki Gdańskiej (1993r.), tytuł doktora nauk technicznych uzyskał w 1997r. na Wydziale Inżynierii Mechanicznej i Robotyki AGH. Od 1994 r. pracuje w ABB Zamech Ltd (obecnie ALSTOM Power). W latach 1995-1997 prowadził projekt systemu diagnostycznego AIDA. W latach 1997-1999 pracował jako kierownik Działu Rozwoju Turbin. Od roku 2000 pracuje jako adiunkt w Katedrze Robotyki i Dynamiki Maszyn na Akademii Górniczo-Hutniczej. Zajmuje się problematyką diagnostyki w energetyce. Bierze udział w międzynarodowych projektach w tej dziedzinie.

Tadeusz Uhl – informacje na stronie 12.

IDENTYFIKACJA STANU DYNAMICZNEGO TURBINOWYCH SILNIKÓW LOTNICZYCH

Bogdan ŻÓŁTOWSKI

Akademia Techniczno – Rolnicza, 85-796 Bydgoszcz, Kaliskiego 7
bogzol@atr.bydgoszcz.pl

Streszczenie

W pracy tej przedstawiono zasady modelowania w identyfikacji stanu dynamicznego maszyn. Wskazano na możliwe sposoby modelowania stanu dla potrzeb diagnostyki technicznej. Jako przykład omówiono badania wstępne silników turbinowych, które pozwalają na ocenę i prognozowanie ich stanu technicznego oraz ustalenie polityki eksploatacyjnej silników, co jest bardzo istotne z punktu widzenia bezpieczeństwa i rachunku ekonomicznego.

Słowa kluczowe: diagnostyka techniczna, identyfikacja, silniki lotnicze.

IDENTIFICATION OF DYNAMIC STATE OF THE AIRPLANE TURBINE JET ENGINE

Summary

In this work one represented rules of fashioning identification state of dynamic machines. One showed on possible manners of fashioning of state for needs of technical diagnostics. As example one talk overed investigations initial reliabilities of turbine - engines, which permit on estimation and prognoses their of technical state and settlement of policy exploitation of engines, what is very essential from point of view safety and of economic bill.

1.WSTĘP

Ważną grupą eksploatowanych w lotnictwie obiektów technicznych stanowią turbinowe silniki lotnicze. Własności i warunki eksploatacyjne silnika turbinowego wymuszają opracowanie szeregu metod diagnozowania, w celu osiągnięcia pełnej niezawodności działania. Praktyka eksploatacyjna śmigłowców wykazuje, że prawidłowe określenie (wg stanu technicznego śmigłowca), strategii działania dla personelu eksploatującego, zapewnia utrzymanie żądanej sprawności z uwzględnieniem minimalizacji kosztów eksploatacji.

Utrzymanie niezawodności śmigłowców jest jednym z ważniejszych problemów, gdyż powstanie uszkodzeń powoduje:

- zwiększenie ryzyka wypadku lotniczego;
- straty ekonomiczne;
- uniemożliwienie realizacji określonych zadań.

Jeden ze sposobów rozwiązania problemu dotyczącego bezpieczeństwa lotów sprowadza się do ciągłego nadzorowania i oceny stanu technicznego poszczególnych elementów i zespołów silników turbinowych przy zachowaniu wymaganego poziomu niezawodności.

Dane dotyczące wystąpienia przyczyny wypadków lotniczych w ciągu ostatnich 30 lat według ICAO wskazują na znaczący udział procentowy uszkodzeń technicznych (10-20%) jako przyczyn wypadków lotniczych, oprócz wysokiego wskaźnika wynikającego z błędów człowieka (10-15%)[6].

2. IDENTYFIKACJA PROSTA I ZŁOŻONA W DIAGNOSTYCE TECHNICZNEJ

Zmiany stanu maszyn opisywane sygnałem drganiowym odzwierciedlają się w zmiennych wartościach poziomu (parametrów) drgań lub w zmianie transmitancji od punktu uszkodzenia do punktu odbioru. Każdy układ mechaniczny w zakresie niskich częstotliwości można modelować układami dyskretnymi (m,k,c), w najprostszym przypadku o jednym stopniu swobody (rys.1). W praktyce układ taki może być modelem [1]:

- wirnika maszyny (m) w łożysku ślizgowym z warstwą oleju (k, c) zamocowanym na korpusie o dużej masie i sztywności;
- maszyny o masie (m) przytwierdzonej sztywno do fundamentu o własnościach sprężystych (k, c);
- maszyny (m) na amortyzatorach (k, c) zamocowanej do fundamentu o dużej masie;
- wirnika maszyny (m) w łożysku tocznym (k, c) zamocowanym w korpusie o dużej masie i sztywności;

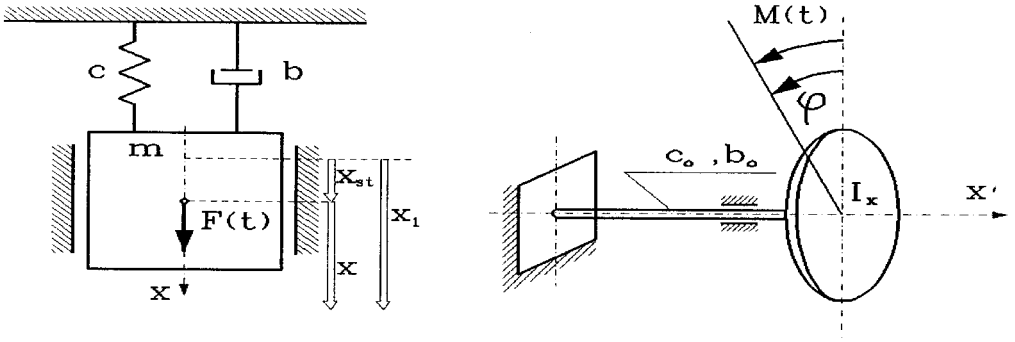
- wysokiej konstrukcji (platforma wiertnicza, komin, wieża) poddanej działaniu fal morskich lub wiatru.

W większości zastosowań korzysta się z **identyfikacji prostej**, gdzie wyznacza się zmiany wartości m, k, c, albo zmiany parametrów chararakterystyk amplitudowo – częstotliwościowych (widma).

Do zadań identyfikacji prostej w diagnostyce technicznej należy:

- wyznaczanie struktury modelu, czyli wartości i wzajemnych połączeń między elementami masowymi (m), sprężystymi (k) i dyssypacyjnymi (c);
- wyznaczanie charakterystyk amplitudowo – częstotliwościowych układów lub tylko pewnego zbioru ich parametrów.

UKŁAD O 1 SSW



Rys.1 Układ dynamiczny o jednym stopniu swobody jako najprostszy model obiektu mechanicznego.

$$\begin{aligned} &m\ddot{x}+b\dot{x}+cx=F(t) \\ &x=A\sin(\varpi\cdot t+\phi) \end{aligned} \qquad (1)$$

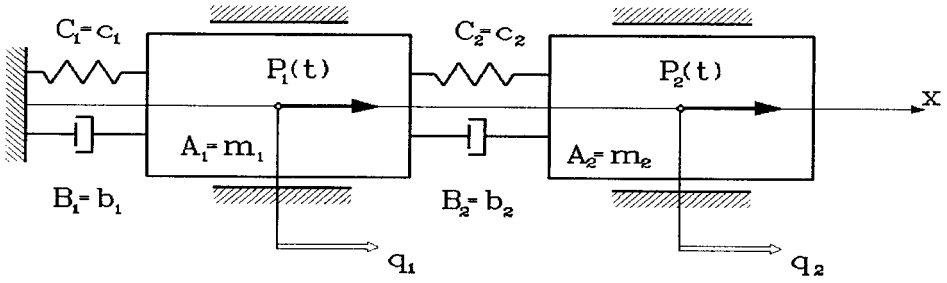
$$v=\frac{dx}{dt}=A\varpi\cos(\varpi t+\varphi) \qquad a=\frac{d^2x}{dt^2}=\frac{dV}{dt}=-A\varpi^2\sin(\varpi t+\varphi)$$

Przedstawione zależności obrazują równanie ruchu drgającego i wynikające z niego parametry procesu drganiowego, co pozwala na zaniechanie trudnego opisu analitycznego (szczególnie dla wielu stopni swobody) i zastąpienie go bezpośrednimi pomiarami drgań.

Stan obiektu można więc opisywać zamiennie, zamiast modelowania w kategoriach (m,k,c) stosować opis drganiowy w kategoriach (a,v,x).

Opis obiektu o dwóch stopniach swobody (rys.2) jest nieco trudniejszy, chociaż efekt końcowy jest podobny.

UKŁAD O 2 SSW



Rys. 2 Model układu o dwóch stopniach swobody

Po uwolnieniu z więzów każdego elementu, otrzymuje się następujące układy sił działających na te elementy:

$$\begin{aligned} &I:\ P_1(t), b_2(\dot{q}_2-\dot{q}_1), c_2(q_2-q_1), -b_1\dot{q}_1, -c_1q_1; \\ &II:\ P_2(t), b_2(\dot{q}_2-\dot{q}_1), c_2(q_2-q_1). \end{aligned} \qquad (2)$$

Stosując zasadę d'Alemberta dla każdego z tych elementów, możemy zapisać dwa równania:

$$\begin{aligned} m_1\ddot{q}_1 &= -b_1\dot{q}_1 - c_1q_1 + b_2(\dot{q}_2 - \dot{q}_1) + c_2(q_2 - q_1) + P_1(t) \\ m_2\ddot{q}_2 &= -b_2(\dot{q}_2 - \dot{q}_1) - c_2(q_2 - q_1) + P_2(t) \end{aligned} \tag{3}$$

Wprowadzając pewne uporządkowanie powyższych równań, otrzymamy układ różniczkowy równań ruchu:

$$\begin{aligned} m_1\ddot{q}_1 + (b_1 + b_2)\dot{q}_1 - b_2\dot{q}_2 + (c_1 + c_2)q_1 - c_2q_2 &= P_1(t) \\ m_2\ddot{q}_2 + b_2\dot{q}_2 - b_2\dot{q}_1 + c_2q_2 - c_2q_1 &= P_2(t) \end{aligned} \tag{4}$$

Stosując prawa rachunku macierzowego, równanie ruchu (2) można zapisać:

$$\begin{vmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{vmatrix} \begin{vmatrix} \ddot{q}_1 \\ \ddot{q}_2 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} (b_1 + b_2) & -b_2 \\ -b_2 & b_2 \end{vmatrix} \begin{vmatrix} \dot{q}_1 \\ \dot{q}_2 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} (c_1 + c_2) & -c_2 \\ -c_2 & c_2 \end{vmatrix} \begin{vmatrix} q_1 \\ q_2 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} P_1(t) \\ P_2(t) \end{vmatrix} \tag{5}$$

lub ogólnie:

$$A\ddot{q} + B\dot{q} + Cq = Q \tag{6}$$

Otrzymane równanie i dalsze jego przekształcanie prowadzi do wniosku, że zamiast modelowania można stosować (podobnie jak dla układu o 1SSW) opis drganiowy.

Dla układów złożonych, często nieliniowych używa się dla potrzeb **identyfikacji złożonej** analizy modalnej (teoretycznej, eksperymentalnej lub eksploatacyjnej). W wyniku przeprowadzenia analizy modalnej otrzymuje się model modalny, który stanowi uporządkowany zbiór częstości własnych, odpowiadających im współczynników tłumienia oraz postaci drgań własnych. Na podstawie znajomości modelu modalnego można przewidzieć reakcje obiektu na dowolne zaburzenie, zarówno w dziedzinie czasu, jak i częstotliwości [8].

Teoretycznie, analiza modalna wymaga rozwiązania zagadnienia własnego dla przyjętego modelu strukturalnego badanej konstrukcji.

Przeprowadzenie eksperymentalnej analizy modalnej wymaga pomiaru drgań konstrukcji w wielu jej punktach przy wymuszeniu działającym w jednym lub wielu punktach wyznaczonej sieci punktów pomiarowych. Jednocześnie musi być mierzony przebieg siły wymuszającej drgania. Estymacja parametrów modelu modalnego polega na aproksymacji zmierzonych charakterystyk konstrukcji za pomocą funkcji, dla której zmiennymi są parametry modelu modalnego.

Eksploatacyjna (operacyjna) analiza modalna wykorzystuje rzeczywiste warunki pracy maszyny jako sygnały wymuszeń, a dalsze przetwarzanie jest podobne jak w eksperymentalnej analizie modalnej.

Mamy więc do dyspozycji różne narzędzia dla potrzeb identyfikacji prostej i złożonej.

IDENTYFIKACJA STANU DYNAMICZNEGO

PROSTA

- **test impulsowy**
- **test harmoniczny**
- **test przypadkowy**

ZŁOŻONA

- **teoretyczna AM**
- **eksperymentalna AM**
- **eksploatacyjna AM**

[m, k, c] ========== [ϖ, c, p_d]

widmo drgań ======== diagram stabilizacyjny

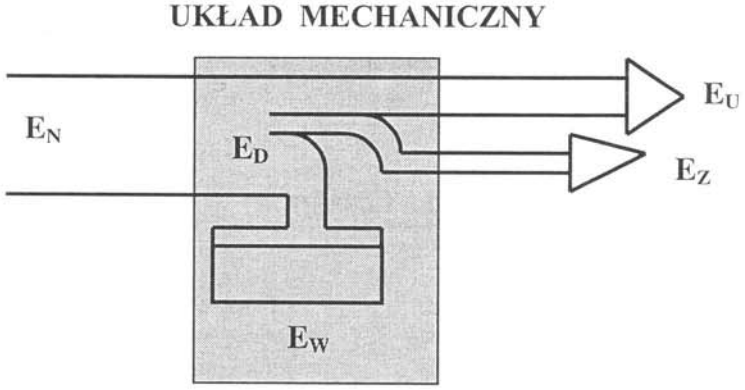
Drgania odzwierciedlają analityczne modele dynamiczne.

3. MODELOWANIE ENERGETYCZNE ZMIAN STANU SILNIKÓW

Jedną z odmian modelowania stanu dynamicznego maszyn jest modelowanie energetyczne, które zaprezentowano na przykładzie silnika turbinowego śmigłowca. Turbinowy silnik lotniczy stanowi układ mechaniczny, transformujący energię z nieodłączną jej dyssypacją wewnętrzną i zewnętrzną [1], co przedstawiono na rys.3.

Wejściowy strumień energii jest przetwarzany na dwa strumienie wyjściowe, energię użyteczną oraz energię częściowo przekazywaną do środowiska, a częściowo akumulowaną w silniku jako efekt procesów zużyciowych zachodzących podczas jego pracy .

Diagnozowanie poprzez obserwację procesów roboczych oraz monitorowanie ich parametrów w sposób ciągły, prowadzi do określenia sprawności energetycznej „η_τ'' turbinowego silnika lotniczego. Ujmuje ona wszystkie straty energetyczne, jakie zachodzą w procesie wytwarzania energii potrzebnej do wykonania pracy mechanicznej. Wartość sprawności energetycznej „η_τ'' charakteryzuje również silnik turbinowy pod względem ekonomicznym, gdyż im mniejsze straty energii cieplnej tym sprawność silnika większa. Znajomość energetycznego modelu umożliwia opis zachowania się silnika turbinowego w czasie eksploatacji [3,4,5,7].



E_N - energia napędowa, E_W - akumulowana energia destrukcji,
E_U – energia efektu użytecznego, E_Z - energia rozpraszana do otoczenia,
E_D - energia dyssypowana.

Rys.3 Model rozpływu energii.

Sprawność energetyczna silnika turbinowego „η_τ'' - jest zdefiniowana jako stosunek energii efektu użytecznego „E_U'' uzyskanego w dowolnym czasie eksploatacji „τ'' (jednak nie przekraczającego optymalnego okresu racjonalnej eksploatacji do naprawy „τ_n'') do energii napędowej „E_N'' dostarczonej w tym samym czasie dla uzyskania efektu użytecznego:

$$\eta_\tau(\tau) = \frac{E_U(\tau)}{E_N(\tau)} \cdot 100\ \% \qquad (7)$$

gdzie: E_U – energia efektu użytecznego [kWh],
E_N – energia napędowa [kWh].

Wielkość energii efektu użytecznego „E_U'' między naprawami przedstawia zależność:

$$E_U(\tau) = \int_{\tau=0}^{\tau=n} N_U(\tau)\,d\tau \qquad (8)$$

Moc użyteczną „N_U'' silnika turbinowego w zależności od parametrów gazo-dynamicznych w zmiennych warunkach eksploatacji można wyznaczyć z relacji [3,5]:

$$Nu(\tau) = ni \cdot c_p \cdot t_3^* \left\{1 - \frac{1}{\frac{k'-1}{k'}}\right\} \cdot \eta_* \qquad (9)$$

Natomiast strumień energii napędowej „E_N'' wraża się wzorem:

$$E_N(\tau) = \int_{\tau=0}^{\tau=n} N_N(\tau)\,d\tau \qquad (10)$$

Moc napędową „N_N'' silnika turbinowego można wyznaczyć z relacji:

$$N_N(\tau) = G_e \cdot W_{op} \qquad (11)$$

gdzie:

$$G_e = g_e \cdot N_U \qquad (12)$$

G_e – godzinowe zużycie paliwa [kg/h],
g_e - jednostkowe zużycie paliwa [kg/kWh],
W_{op} – wartość opałowa paliwa [kWh/kg].

Głównym zadaniem turbinowego silnika lotniczego jest wytworzenie odpowiedniej energii efektu użytecznego „E_U'', mającego pokonać siły grawitacyjne oraz opory aerodynamiczne, tzn. zapewnić odpowiednią prędkość lotu śmigłowca. Energia efektu użytecznego „E_U'' w czasie eksploatacji „τ'' nie może osiągnąć mniejszej wartości od wartości granicznej „E_{Ugr}'', która jest niezbędna do zapewnienia śmigłowcowi odpowiedniej prędkości lotu na danej wysokości.

Dla bezpieczeństwa lotów musi być więc zachowany warunek:

$$E_U \geq E_{Ugr} \qquad (13)$$

Graniczną wartość energii efektu użytecznego „E_{Ugr}''silnika turbinowego określa się jako :

$$E_{Ugr} = Q_{min} \cdot e_U \qquad (14)$$

gdzie: Q_{min} – minimalna masa startowa śmigłowca [kg], e_U – jednostkowa energia efektu użytecznego śmigłowca [kWh/kg].

Optymalny okres racjonalnej eksploatacji silnika turbinowego do naprawy „τ_n" - definiuje się jako okres pracy od chwili jej rozpoczęcia do chwili naprawy silnika, który gwarantuje najniższy koszt wytwarzania energii efektu użytecznego „E_U" w tym okresie czasu. W celu jego określenia należy analizować zmiany zachodzące w kosztach wytwarzania energii efektu użytecznego „k_U" wg relacji:

$$k_U(n) = \frac{K_c(n)}{E_U(\tau)} \rightarrow \min \qquad (15)$$

Całkowity koszt eksploatacji silnika turbinowego „K_c" dla rachunku optymalizacyjnego można przedstawić jako:

$$K_c(n) = \int_{\tau=0}^{\tau=n} K(\tau)d\tau + K_k \qquad (16)$$

gdzie:

$$K = k_j \cdot E_N \qquad (17)$$

$$k_j = g_e \cdot c_e \qquad (18)$$

K_c - całkowity koszt eksploatacji silnika turbinowego [zł], K - koszt godzinowego zużycia energii napędowej [zł/h], k_j - jednostkowy koszt energii napędowej [zł/kWh], K_k - koszt naprawy silnika [zł], c_e - jednostkowy koszt paliwa [zł/kg].

Koszt wytwarzania energii efektu użytecznego „k_U" w czasie eksploatacji nie może przekroczyć maksymalnej wartości, czyli musi być spełniony warunek:

$$k_U \le k_{Umax} \qquad (19)$$

Maksymalną wartość kosztu wytwarzania efektu użytecznego „k_{Umax}", jaką może osiągnąć silnik turbinowy w czasie eksploatacji wyznaczyć należy wg wzoru:

$$k_{U\max} = \frac{K_c}{E_{Ugr}} \qquad (20)$$

gdzie: E_{Ugr} - graniczna wartość energii efektu użytecznego [kWh].

Wartość „k_{Umax}" jest granicą ekonomicznego okresu racjonalnej eksploatacji. Jeżeli koszt wytwarzania energii efektu użytecznego „k_U" przekroczy maksymalną wartość „k_{Umax}", wówczas silnik turbinowy jest wycofany z eksploatacji i poddany naprawie.

4. BUDOWA MODELU ENERGETYCZNEGO SILNIKA

W celu wyznaczenia zmian charakterystyk energetycznych w czasie eksploatacji dla silnika turbinowego rozważa się zależność pomiędzy energią napędową „E_N", energią efektu użytecznego „E_U" oraz czasem eksploatacji „τ".

Analizę energetyczną silnika turbinowego ujęto w formie bilansu energii o następującej postaci :

$$E_N(\tau) = E_U(\tau) + E_W(\tau) + E_Z(\tau) \qquad (21)$$

gdzie:

$E_W(\tau)$ - strumień energii dyssypowanej wewnętrznie,

$E_Z(\tau)$ - strumień energii dyssypowanej zewnętrznie,

$E_U(\tau)$ – strumień energii użytecznej.

Strumień zewnętrznych strat energii „E_Z", zmienny w czasie eksploatacji „τ", zależy między innymi od:

- aktualnego stanu technicznego silnika turbinowego;
- destrukcyjnego wpływu dodatniego sprzężenia zwrotnego procesów resztkowych.

Zużycie silnika turbinowego wyraża się zmianą takiego symptomu jego stanu technicznego, którego zwiększanie się w czasie eksploatacji „τ" powoduje wzrost strumienia energii napędowej „E_N" dla zachowania stałej energii efektu użytecznego „E_U".

Analizując nierówności (16) i (20) z uwzględnieniem warunków brzegowych (21) należy stwierdzić, iż istnieje tylko jedna postać funkcji, która spełnia powyższe określone warunki kryterialne:

$$E_N(\tau) = E_N(\tau_0) + \delta_1(\tau - \tau_0)^{\delta_2} \qquad (22)$$

dokonując analogicznych jak wyżej przekształceń uzyskano funkcję zmiany energii efektu użytecznego „E_U" w czasie eksploatacji „τ":

$$E_U(\tau) = E_U(\tau_0) - \delta_3(\tau - \tau_0)^{\delta_2} \qquad (23)$$

gdzie: δ_1, δ_2, δ_2 – parametry strukturalne, które ukazują wielkość zachodzącej destrukcji silnika turbinowego.

Wykorzystując funkcje (22) i (23) można ustalić wzór na sprawność energetyczną silnika turbinowego:

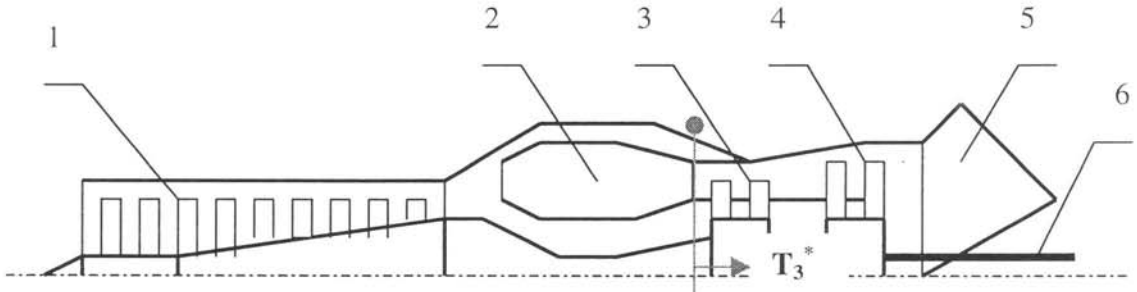
$$\eta_\tau(\tau) = \frac{E_V(\tau_o) - \partial_3(\tau - \tau_o)^{\partial_2}}{E_N(\tau_o) + \partial_1(\tau - \tau_o)^{\partial_2}} \qquad (24)$$

Intensywność procesu zużywania się i starzenia silnika turbinowego określa gradient wzrostu strumienia energii napędowej „E_N" oraz gradient zmniejszania się energii efektu użytecznego „E_U" w czasie eksploatacji „τ". Porównując wartości tych gradientów po takim samym czasie eksploatacji dla silników turbinowych można określić podatność jego konstrukcji na proces zużywania się i starzenia.

5. BADANIA EKSPLOATACYJNE TURBINOWYCH SILNIKÓW LOTNICZYCH

Badany turbinowy silnik lotniczy TW3-117W jest eksploatowany w składzie zespołu napędowego śmigłowca Mi-24W. Zespół ten stanowią dwa silniki turbinowe oraz przekładnia główna WR-24, która przekazuje napęd na wirnik

nośny i śmigło ogonowe śmigłowca. Eksploatacja silnika turbinowego TW3-117W odbywa się w planowo-zapobiegawczym systemie obsługiwań technicznych, który jest budowany w oparciu o strategię według ilości wykonanej pracy [7,8]. Turbinowy silnik lotniczy TW3-117W składa się z następujących zespołów (rys. 4):



1 – dwunastostopniowa sprężarka osiowa, posiadająca pięć regulowanych stopni łopatek aparatu kierującego; 2 - pierścieniowa komora spalania; 3 - dwustopniowa turbina sprężarki; 4 - dwustopniowa turbina napędowa; 5 - układ wylotowy; 6 - wał napędowy przekładni głównej; T_3^* - temperatura gazów przed turbiną sprężarki.

Rys. 4. Schemat kinematyczny silnika turbinowego TW3-117W

Z uzyskanych wyników badań silników turbinowych TW3-117W dokonano obliczeń wartości średnich arytmetycznych „E'_U", „E'_N", „η'_τ" i „k'_U" (tabela 2), a następnie wyznaczono ich przebiegi w czasie eksploatacji „τ"(rys. 5).

Uzyskane wartości średnich arytmetycznych „E'_U", „E'_N", „η'_τ" i „k'_U" dla badanego typu silnika turbinowego będą wykorzystane do ustalenia:

1. modelu zmian stanu technicznego silnika turbinowego;
2. czasu kolejnego diagnozowania silnika turbinowego;
3. okresu racjonalnej eksploatacji silnika turbinowego.

6. MODEL ZMIANY STANU SILNIKÓW

Model energetyczny pozwala na wyznaczenie parametrów strukturalnych „δ_1", „δ_2" i „δ_3", których wartości określają zmiany zachodzące w strumieniu energii napędowej „E_N" oraz w energii efektu użytecznego „E_U" badanego silnika turbinowego TW3-117W w czasie eksploatacji „τ".

Funkcja opisująca strumień energii napędowej „$E_N(\tau)$" badanego silnika turbinowego przyjmuje postać:

$$E_N(\tau) = 5601 + 1.45(\tau - \tau_0)^{0,9538} \tag{25}$$

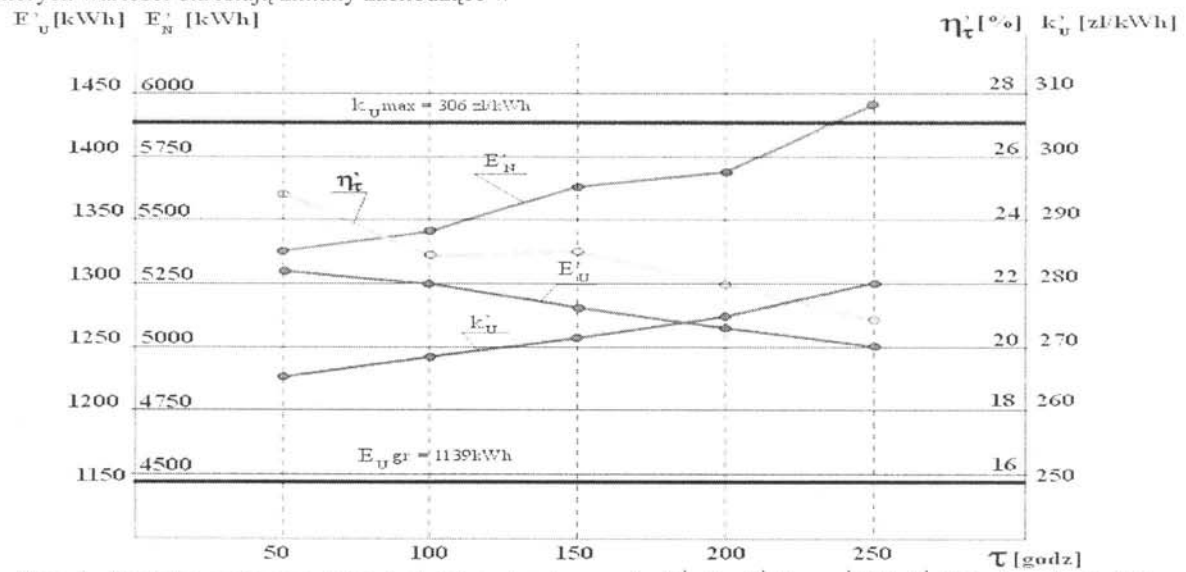
Przedział ufności strumienia energii napędowej „$E_N(\tau)$" liczony na poziomie ufności $\alpha^1 = 0.99$ dla:

$(\tau - \tau_0) = 50$ godzin pracy:

wynosi: $5541 \le E_N(\tau) \le 5661$;

$(\tau - \tau_0) = 100$ godzin pracy:

wynosi: $5486 \le E_N(\tau) \le 5716$.



Rys. 5. Przebieg zmian wartości średnich arytmetycznych „E'_U", „E'_N", „η'_τ" i „k'_U" badanych silników turbinowych

Funkcja opisująca energię efektu użytecznego „$E_U(\tau)$'' badanego silnika turbinowego przyjmuje postać:

$$E_U(\tau) = 1282 - 0{,}16(\tau - \tau_0)^{0{,}9531} \quad (26)$$

Przedział ufności (wzór 25) energii efektu użytecznego „$E_U(\tau)$'' liczony na poziomie ufności $\alpha^1 = 0.99$ dla:

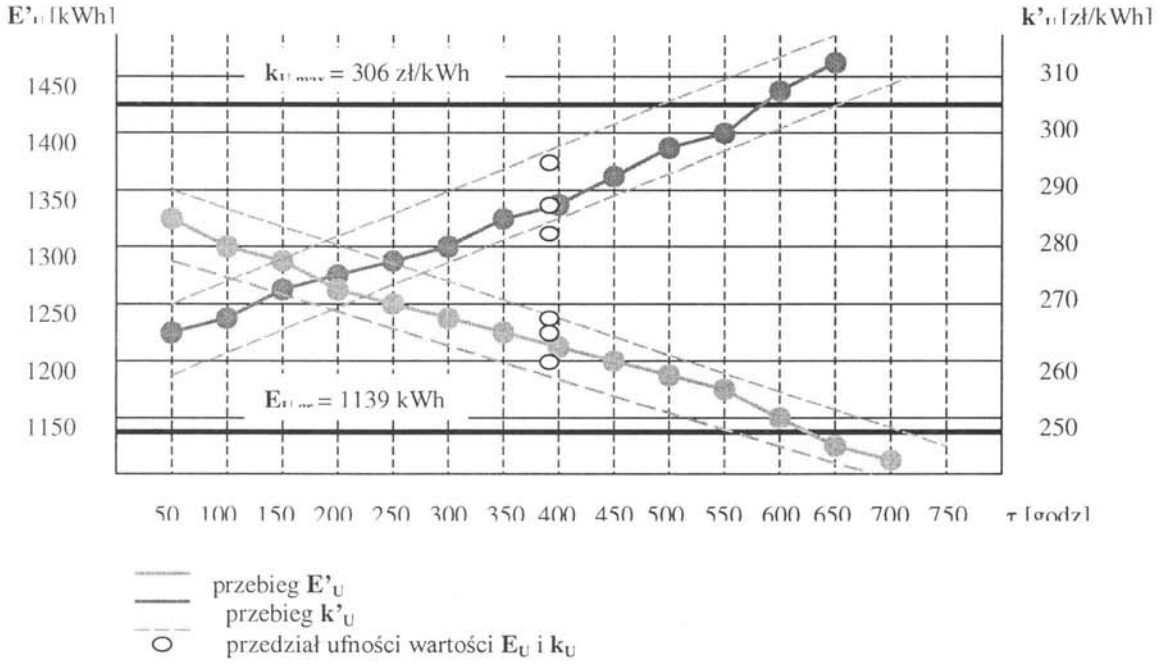
$(\tau - \tau_0) = 50$ godzin pracy wynosi:

$$1275 \le E_U(\tau) \le 1289;$$

$(\tau - \tau_0) = 100$ godzin pracy wynosi: $1269 \le E_U(\tau) \le 1295$.

7. WYZNACZANIE OKRESU RACJONALNEJ EKSPLOATACJI SILNIKÓW

Na podstawie wyników badań, uwzględniając relację, z założonym prawdopodobieństwem $\alpha^1=0.99$, wyznaczono przedziały ufności (przedziały liczbowe) dwustronne, dla uzyskanych wartości energii efektu użytecznego „E_U'' oraz kosztu wytwarzania energii efektu użytecznego „k_U''(rys.6)



Rys. 6 Przebieg wartości oraz przedziały ufności „E'_U'' i „k'_U'' badanego silnika.

8. WNIOSKI KOŃCOWE

Dogodne narzędzia identyfikacji prostej i złożonej umożliwiają zamienne korzystanie z modeli analitycznych i opisu drganiowego badanych obiektów. Często jednak stosunkowo prosty opis analityczny przy pomocy nowego modelowania energetycznego jest równie efektywny, co przedstawiono w tej pracy w zakresie modelowania zmian stanu silników turbinowych.

Rozpatrując uzyskane wyniki badanych silników turbinowych należy zauważyć, że:

1. spadek wartości energii efektu użytecznego „E_U'' powoduje zmniejszenie sprawności energetycznej „η_τ'';
2. utrzymanie odpowiedniej wartości energii efektu użytecznego „E_U'', poprzez dokonywanie regulacji silnika, wpływa na wzrost kosztu wytwarzania energii efektu użytecznego „k_U'';
3. przedstawione przebiegi zmian energetycznych i kosztów badanych silników turbinowych TW3-117W
4. ukazują, iż pomimo spadku energii efektu użytecznego „E_U'' oraz wzroście kosztu wytwarzania energii efektu użytecznego „k_U'', dalej mogą być eksploatowane, ponieważ po przepracowaniu 250 godzin nie zostały osiągnięte wartości graniczne (E_{Ugr} i k_{Umax});
5. uwzględniając model energetyczny wyznaczono parametry strukturalne „δ_1'', „δ_2'' i „δ_3'', które za pomocą zależności określają zmiany zachodzące w strumieniu energii napędowej „E_N'' oraz w energii efektu użytecznego „E_U'' badanego silnika turbinowego TW3-117W w czasie eksploatacji „τ''.

Doskonalenie metodologii modelowania stanu obiektów pozwala na rozwój możliwych do praktycznego stosowania nowych strategii eksploatacji, w których dobre modele gwarantują skuteczne algorytmy diagnozowania.

LITERATURA

1. Cempel C.: Procesor energii. Wiele publikacji. 1998-2001.
2. Cempel C.: Modele diagnostyki wibroakustycznej. Mat. Konf., Bydgoszcz – Borówno, ATR., 1994.
3. Augustyn S., Żółtowski B.: Diagnozowanie eksploatacyjne turbinowych silników śmigłowców. IV Konferencja Naukowa, WSO Toruń 1999.
4. Augustyn S., Żółtowski B.: Energy estimation of turbine engine. International Conference „ Aircraft and Helicopter Diagnostics AIRDIAG'99'', Warsaw 1999.
5. Augustyn S., Żółtowski B.: Niezawodność eksploatacyjna turbinowych silników lotniczych. VIII Międzynarodowe sympozjum. Politechnika Warszawa, Płock 2000.
6. Barliński B., Stelmaszczyk Z.: Eksploatacja silników lotniczych. Wyd. WKiŁ, Warszawa 1981.
7. Żółtowski B.: Uwarunkowania klasyfikacji stanów w diagnostyce maszyn. Problemy eksploatacji. Radom -Krynica. 1997. (s.37-51).
8. Żółtowski B.: Modal analysis in diagnostic of machines. 17 International Conference CARS&FOF, Durban, South Africa, 2001 pp.722-732.
9. Żółtowski B.: Podstawy diagnostyki maszyn. Wyd. ATR, Bydgoszcz, 1996.

Prof. dr hab. inż. **Bogdan Żółtowki**, prof. zw. ATR w działalności naukowej zajmuje się problemami modelowania, dynamiki maszyn, wibrodiagnostyki, diagnostyki technicznej, metrologii i eksploatacji pojazdów. Ma w swoim dorobku ogólnie około 260 publikacji, w tym 19 pozycji zwartych (własne i współautorskie), 41 publikacji naukowych, 155 publikacji naukowo-technicznych i konferencyjnych oraz 45 opracowań naukowo-technicznych. Jest członkiem Instytutu Badań Nieniszczących NDT (Anglia), członkiem Sekcji Podstaw Eksploatacji Komitetu Budowy Maszyn Polskiej Akademii Nauk (od 1989r.), członkiem Polskiego Towarzystwa Diagnostyki Technicznej, członkiem Zespołu Diagnostyki SPE KBM PAN. Jest także redaktorem działowym Diagnostyki Technicznej w Zagadnieniach Eksploatacji Maszyn PAN, członkiem Rady Programowej wydawnictwa PTDT - DIAGNOSTYKA oraz członkiem Oddziału PAN w Lublinie.

DIAGNOZOWANIE TECHNICZNE Z ZASTOSOWANIEM ANALIZY WEKTOROWEGO POLA AKUSTYCZNEGO

Stefan WEYNA

Politechnika Szczecińska – Wydział Techniki Morskiej, Zakład Wibroakustyki Stosowanej,
Al. Piastów 41, 71-065 Szczecin, fax: 449 47 37, weyna@shiptech.tuniv.szczecin.pl

Streszczenie

W artykule przedstawiono metodę graficznego opisu efektów promieniowania akustycznego w polu bliskim drgających struktur i elementów mechanicznych. W sposób eksperymentalny badano rozkład pola trójwymiarowego w pobliżu drgającej struktury pozwalający wskazać lokalne źródła i miejsca pochłaniania energii przez strukturę („gorące punkty"). Badania własności wibroakustycznych prowadzone w warunkach rzeczywistych mają szczególne znaczenie praktyczne w diagnozowaniu technicznym maszyn i urządzeń, a zastosowanie metody natężeniowej wydaje się tu być rozwiązaniem optymalnym

Słowa kluczowe: wibroakustyka, akustyka, diagnostyka, badania symulacyjne, przepływy.

TECHNICAL DIAGNOSTICS WITH APPLIED ANALYSIS OF THE VECTOR ACOUSTICS FIELDS

Summary

This paper graphically described the acoustics radiation in a near field occur around the vibrating mechanical structures and elements. Experimental studies were carried out to examine a 3D wave in the air, close to the vibrating structure, looking for the local noise sources, from which the acoustic energy will be transmitted to outside. Measurements of acoustic intensity in the very near field of a vibrating surface reveal information about the location of sources and sinks of energy („hot points"). Information about vibroacoustics behaviour obtained in this way in real working condition of the sources have the important practical aspects in technical diagnostics making the sound intensity (SI) measurement method the ideal choice.

1. WPROWADZENIE

Wnioski wyciągane z eksperymentalnych badań akustycznych ujawniają często spotykaną niedoskonałość stosowanych wzorów obliczeniowych, jednak nie zawsze daje się jednoznacznie wyjaśnić dlaczego te różnice między teorią a eksperymentem występują. Na ogół przypisuje się to temu, że podstawowe równania opisujące propagację dźwięku są równaniami nieliniowymi. Tymczasem stosowanie terminu „akustyka nieliniowa" nie jest terminem zupełnie jednoznacznym. Można pod nim rozumieć, że rozpatrywane pod tym pojęciem zagadnienia dotyczą problemów akustycznych, które nie mogą być rozwiązywane przy pomocy liniowych równań różniczkowych. Aczkolwiek wiemy, że podstawowe równania opisujące propagację dźwięku są równaniami nieliniowymi co sugeruje równocześnie, że wszystkie zjawiska akustyczne są zjawiskami nieliniowymi [1]. Praktyka wykazuje jednak, że znacznie łatwiej jest opisać w pełni zjawisko przy pomocy równań różniczkowych niż równanie takie rozwiązać. Makarewicz [2] rozpatrując zbudowanie równania falowego z uwzględnieniem jednoczesnego oddziaływania jedynie części znanych zjawisk elementarnych (refrakcja, rozproszenie, pochłanianie, odbicie, efekt unoszenia, dyfrakcja) stwierdza, że wymagałoby to stworzenia takiego „superrównania falowego", które nie dałoby się rozwiązać znanymi współcześnie metodami numerycznymi. Praktykom, pracującym w dziedzinie akustyki stosowanej pozostaje więc korzystanie z równań uproszonych (linearyzowanych), dla których dopuszczalne jest wykorzystywanie zasad superpozycji w rozważaniu skutków oddziaływania zjawisk złożonych.

Pomocnym elementem w prowadzeniu badań jest powszechne już stosowanie technik komputerowych i to zarówno w stosowaniu badań symulacyjnych dla złożonych zjawisk dynamicznych jak i przez wzbogacenie badań klasycznych w elementy technik numerycznych. W przedstawionej pracy zostanie omówiony pewien wycinek tych zagadnień w odniesieniu do badań zjawisk wektorowych związanych z przepływowym polem akustycznym wygenerowanym przez drgające układy mechaniczne.

Dzisiaj zdajemy sobie sprawę, że do opisu transportu energii akustycznej w ośrodku gazowym nie wystarcza ocena zmian ciśnienia towarzysząca przepływowi fali akustycznej. Transport energii akustycznej związany jest bowiem z przemieszczaniem się strugi w ośrodku i opisywany jest prędkością przemieszczania się cząstki akustycznej (*wektor*) i towarzyszącym temu przepływowi zmianom ciśnienia w ośrodku. Strumień akustyczny wyrażony jako natężenie fali akustycznej proporcjonalne do iloczynu prędkości cząstki akustycznej i ciśnienia akustycznego jest więc jedynym poprawnym zapisem transportu energii w polu akustycznej. Część rzeczywista zespolonej wartości natężenia dźwięku daje się już dzisiaj łatwo mierzyć i obrazować w formie wektorowej z zastosowaniem różnorodnych form prezentacji graficznej. Obrazowanie przepływu fali jako strumienia energii akustycznej wymaga wyboru odpowiedniego sposobu wizualizacji przetworzonych danych pomiarowych. Graficzne wizualizacje przepływów nie są nowym zagadnieniem w technice i mają już pewne tradycyjne formy, które w wektorowych analizach pola mogą być wykorzystane przez akustyków.

2. GRAFICZNA PREZENTACJA PRZEPŁYWÓW

W ostatnim dziesięcioleciu graficzne obrazowanie przepływów znalazło szczególne zastosowanie w opisie badań symulacyjnych i eksperymentalnych. Procesy wizualizacji przepływów realizowane z zastosowaniem grafiki komputerowej biorą swój początek z mechaniki płynów i aerodynamiki. W literaturze specjalistycznej [3,4] zagadnienia te opisuje się skrótem *CFD* (*Computational Fluid Dynamics*) i wraz z rozwojem metod numerycznych oraz wzrostem szybkości obliczeniowej sprzętu komputerowego spotyka się coraz więcej gotowych narzędzi programowych. Obrazy przepływów pokazywane na płaszczyźnie lub w przestrzeni trójwymiarowej tworzy się wykorzystując dostępne biblioteki narzędziowe pozwalające użytkownikowi operować danymi w dowolny sposób, tworząc formy obrazowe najbardziej wygodne do opisu dynamiki przepływu. Animacja zjawisk uwzględniająca zależności czasowe, tworzenie przestrzeni wirtualnych, zalicza się do technik najbardziej efektownych ale i wymagających stosowania sprzętu o dużej szybkości obliczeniowej i olbrzymiej pamięci operacyjnej i użytkowej. Stacje graficzne (np. *Silicon Graphics*) spełniające te wymagania są jednak nadal sprzętem, na który jeszcze nieliczni użytkownicy mogą sobie pozwolić.

Trzeba jednak przyznać, że nawet na sprzęcie *PC* można już dzisiaj realizować rozbudowane metody wizualizacji przepływów. Musimy jednak dysponować olbrzymimi pamięciami operacyjnymi, szybkimi procesorami, szybkimi i o wysokiej rozdzielczości kartami graficznymi, dobrej jakości monitorami o dużej rozdzielczości.

Dla zjawisk akustycznych przebiegających w powietrzu, grafika przepływu falowego prezentowana w tej pracy będzie obrazowała rozkłady wektorowego pola akustycznego, skutki interferencji, dyfrakcji i rozproszenia fali na przeszkodach, powodowane ogólnie pojętymi efektami zaburzenia fali w ośrodku rzeczywistym.

3. ZJAWISKA WIBROAKUSTYCZNE

Rozproszenie energii drgań mechanicznych polega na nieodwracalnym przekształceniu tej energii na ciepło rozprowadzane w drgającej strukturze oraz wypromieniowaniu jej części do otoczenia w postaci fal radiacyjnych lub akustycznych. Mechanizmy rozpraszania energii są dotąd niezbyt dokładnie poznane. Można powiedzieć, że są to na ogół zjawiska nieliniowe, nie dające się rozpatrywać metodą superpozycji zdarzeń składowych. Poszczególne zdarzenia tworzące efekt tłumienia wzajemnie się sprzęgają, potęgują lub niwelują w zależności od licznych parametrów układu drgającego. Nieliniowe mechanizmy tłumienia przekształcają na ogół energię drgań podstawowych na drgania o wyższej częstości, które łatwiej ulegają rozproszeniu.

Przekształcanie energii drgań w energię akustyczną odbywa się na granicy dwóch ośrodków i na zewnątrz struktury pojawiają się fale akustyczne. Wytworzenie wokół drgających struktur pola akustycznego przyjęto ogólnie nazywać efektem wibroakustycznym i jako zjawisko szkodliwe oceniać jako hałas.

Kontrola i sterowanie efektami wibroakustycznymi w maszynach i urządzeniach technicznych stanowi jedno z podstawowych zadań budowy współczesnych wyrobów przemysłowych. W dziedzinie tej na pierwszy plan wysuwa się problem właściwego projektowania i konstruowania z uwzględnieniem przewidywania skutków dynamicznych, jakie pojawią się podczas eksploatacji urządzenia nie tylko w samym urządzeniu, ale również w środowisku, w którym urządzenie będzie zainstalowane. Kryterium jakości współczesnych wyrobów jest bowiem oparte na efektach optymalizacji strukturalnej i parametrycznej urządzeń technicznych według kryteriów minimalizacji aktywności wibroakustycznej [5].

Rozwój metod diagnostyki akustycznej wywołany zastosowaniem do badań techniki pomiaru natężenia dźwięku skojarzonej z metodami elementów skończonych i brzegowych przyczynił się nie tylko do poprawy jakości diagnozowania, ale przede wszystkim spowodował możliwość obrazowania energetycznych zjawisk falowych (rozkładów wektorowych), zachodzących w drgającej strukturze lub w polu akustycznym

wytworzonym w otoczeniu tej struktury. Bezpośrednia analiza energetyczna pola akustycznego nie była dotąd możliwa, ponieważ w klasycznych badaniach akustycznych posługiwano się mikrofonem tj. przetwornikiem mierzącym zmiany ciśnienia: skalarnego składnika fali akustycznej. Dopiero możliwość bezpośredniego badania natężenia fali akustycznej, czyli strumienia energii akustycznej, przenikającego przez określoną powierzchnię, wyznaczonego jako iloczyn ciśnienia akustycznego i prędkości cząstki akustycznej, pozwala ocenić rozpływ fali jako formę transportu energii akustycznej [6]. Do badań natężeniowych wprowadzono sondy akustyczne pozwalające zmierzyć wektorowe własności biegnącej fali akustycznej. Sonda natężeniowa działająca na zasadzie pomiaru gradientu ciśnienia między dwom punktami (prędkości cząstki akustycznej) służy również do bezpośredniego pomiaru mocy akustycznej promieniowanej przez drgające struktury.

Bardzo często, wektorowe pola akustyczne spotykane w praktyce są tak skomplikowane, że nie dają się precyzyjnie opisać w sposób matematyczny. Jest to jeden z powodów prowadzenia badań eksperymentalnych z zastosowaniem techniki natężniowej jako narzędzia do obrazowania wektorowych rozkładów pól akustycznych. Wektorowy obraz pola akustycznego kontrolowany w rzeczywistych warunkach eksploatacji mechanizmu określa energię promieniowania całego urządzenia i jego elementów konstrukcyjnych, takich jak obwody napędowe, obwody transmisyjne i wykonawcze oraz lokalnych źródeł wtórnych jak korpusy, obudowy, podpory i instalacje. Znajdowanie i precyzyjne wskazanie lokalnych źródeł drgań ma istotne znaczenie w ograniczeniu hałasu urządzenia i jednocześnie ułatwia jego strukturalną i parametryczną modyfikację.

4. PROMIENIOWANIE AKUSTYCZNE

Metody lokalizacji i oceny promieniowania akustycznego maszyn i urządzeń, można ogólnie podzielić na: bezpośrednie, statystyczne i energetyczne. Metody bezpośrednie polegają bądź na subiektywnej ocenie i lokalizacji elementów promieniujących przez osłuchanie bądź alternatywne stosowanie przetwornika ciśnienia akustycznego lub przetwornika drgań. Metody te są najczęściej stosowane przy wstępnej ocenie promieniowania źródeł. Szerokie zastosowanie w badaniach znalazły metody statystyczne, a wśród nich, ze względu na stochastyczny zwykle charakter procesu promieniowania energii akustycznej przez źródła dźwięku, metody korelacyjne, koherencyjne i stosowanie analizy z użyciem funkcji cepstrum. Metody energetyczne stosowane są wówczas, gdy ocenę źródła prowadzi się przez analizę wartości wypromieniowanej mocy akustycznej. Badania te wykonywało się najczęściej w rejonie pola dalekiego, ale dzięki rozwojowi współczesnych metod eksperymentalnych obecne badania prowadzone są bardzo często w rejonie pola bliskiego. Stosując określoną procedurę, wyznaczenie średniej mocy akustycznej promieniowanej przez źródło wykonuje się w warunkach laboratoryjnych lub w rzeczywistych warunkach pracy źródła.

Znanych jest kilka metod eksperymentalnych, które pozwalają wyznaczyć średnie natężenie promieniowania. Należą do nich przede wszystkim metody pola bliskiego z wykorzystujące funkcję korelacji wzajemnej między prędkością akustyczną w polu bliskim lub prędkością drgań mierzoną na powierzchni źródła i ciśnieniem akustycznym w polu bliskim (metoda ciśnieniowa i metoda fazowa). Są też, mniej znane metody.

Celem referatu jest wykazanie, że pomiar promieniowania akustycznego metodą natężenia dźwięku (ang. *Sound Intensity - SI*) połączony z wizualizacją graficzną, może być bardzo skutecznie stosowany w akustycznej diagnostyce technicznej i lokalizacji źródeł hałasu. Z oceny energetycznego rozkładu pola wokół drgających struktur można też z powodzeniem wnioskować o formach odkształceń pojawiających się na powierzchni drgającej, a tym samym wnioskować o postaciach drgań własnych badanej struktury. Metoda SI może więc służyć do weryfikacji teoretycznych obliczeń odkształceń postaciowych drgających systemów mechanicznych.

4.1. Promieniowanie akustyczne swobodnie podwieszonej płyty prostokątnej

W ocenie hałasu wnętrza małych pomieszczeń mieszkalnych istotną rolę odgrywa dynamiczny stan przegród tworzących pomieszczenie. W zależności od mechanizmu przenoszenia hałasu do wnętrza przegroda może bowiem stanowić źródło dźwięków powietrznych (przenoszonych z rejonu za przegrodą) lub być źródłem dźwięków strukturalnych (promieniowanie akustyczne). W obu przypadkach są to źródła powierzchniowe o cechach wibroakustycznych nie jednorodnie rozłożonych na powierzchni [7].

Dla autora tej pracy, zagadnienia analizy skutków promieniowania akustycznego drgających struktur płaskich jest przede wszystkim związane z problem zwalczania nadmiernego hałasu w pomieszczeniach mieszkalnych i służbowych statków morskich. W przypadku konstrukcji okrętowych, hałas występujący w pomieszczeniach pochodzi głównie od dźwięków strukturalnych, emitowanych przez drgające przegrody. Przegrody okrętowe - charakteryzując się dużą niejednorodnością konstrukcyjną (przegrody budowane z paneli o warstwowej strukturze, ścianki z oknami, ścianki z drzwiami) - tworzą powierzchnie o niejednorodnym rozkładzie drgań

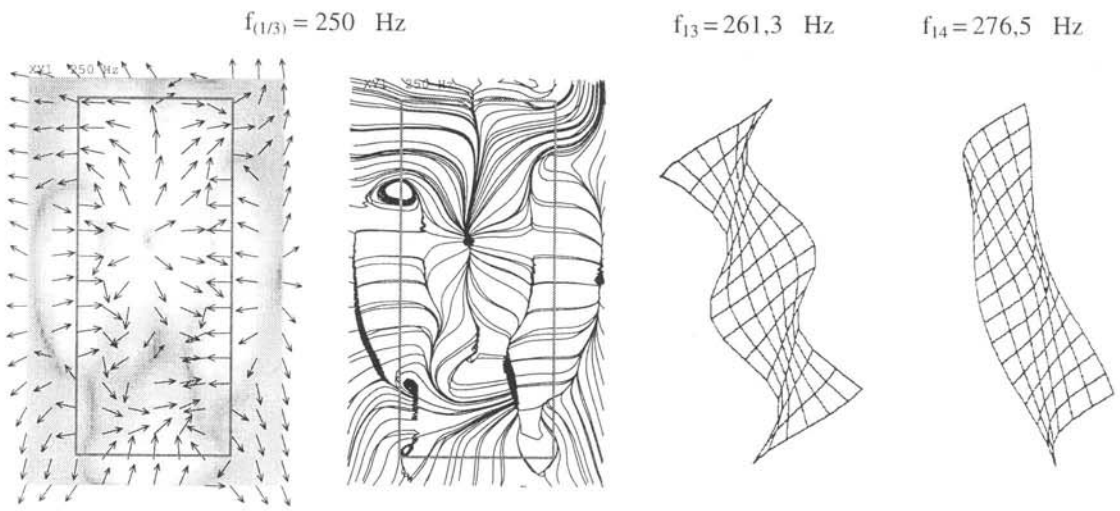
i wyznaczenie mocy akustycznej takiego źródła powierzchniowego można wykonać jedynie eksperymentalnie.

I w tym przypadku niezwykle użyteczne okazuje się wykorzystanie do badań techniki natężenia dźwięku [8,9,10]. Potwierdzeniem użyteczności tej metody są przedstawione poniżej wyniki badań laboratoryjnych promieniowania płyty, stanowiącej fragment (jeden panel) typowej ścianki okrętowej.

Celem przeprowadzonych badań było porównanie rozkładu wektorów natężenia dźwięku w polu akustycznie bliskim wzbudzonej do drgań swobodnie podwieszonej płyty w zestawieniu z obrazem odkształceń modalnych płyty. Przestrzenne odkształcenia pobudzonej płyty wyznaczone były obliczeniowo przez zastosowanie metody elementów skończonych (MES).

Stanowisko do badań ulokowano w laboratorium, które pod względem akustycznym można uważać za wnętrze o polu częściowo rozproszonym. Płyta o wymiarach 0.60 x 1.43 m zawieszona była na linkach stalowych, utwierdzonych w okolicy naroży krótszego boku płyty. Do wymuszenia zastosowano wzbudnik elektrodynamiczny, którego głowicę połączono ze środkiem geometrycznym płyty przez cienki pręt stalowy. W ten sposób zrealizowano wymuszenie zbliżone do punktowego, działające prostopadle do powierzchni płyty w jej środku geometrycznym, z zachowaniem stałej amplitudy przyspieszenia.

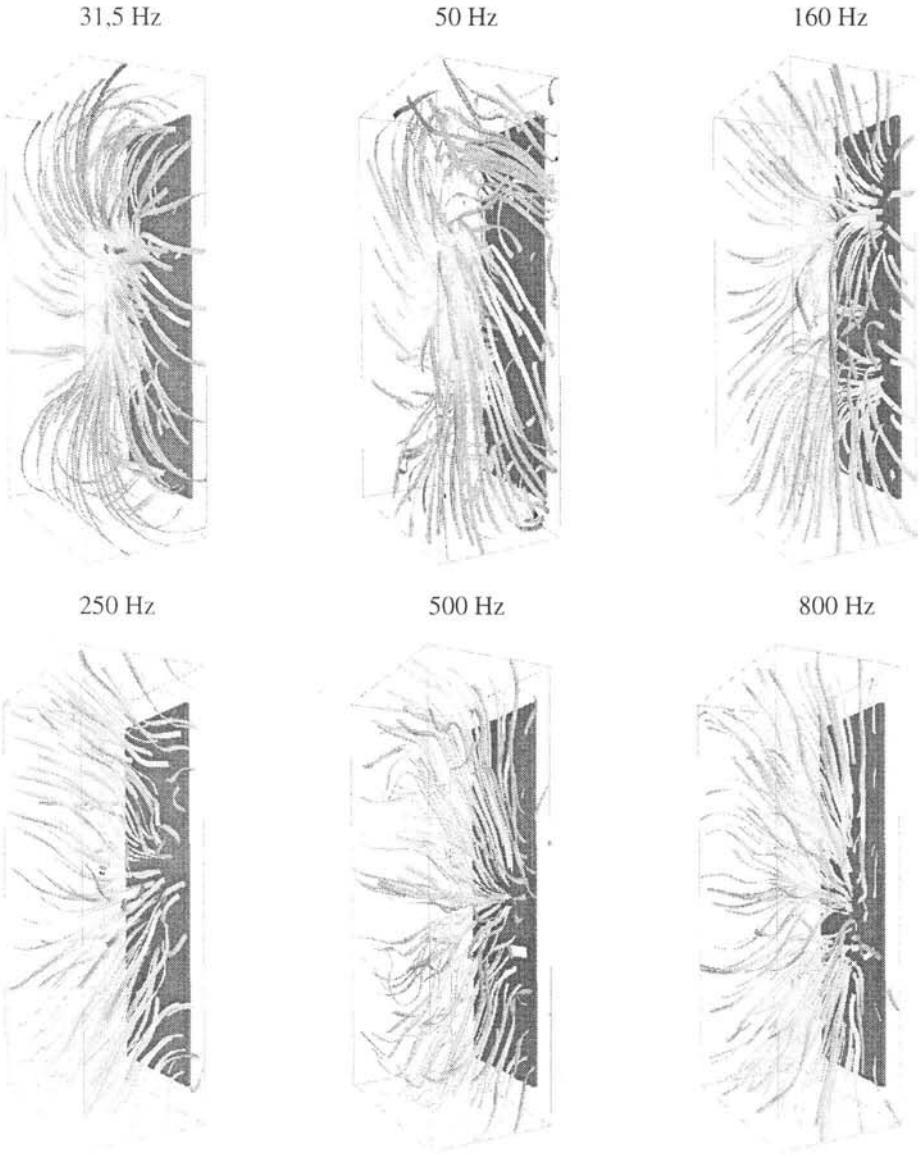
Ponieważ badania dotyczą oceny hałasu promieniowanego przez płytę, pomiary prowadzono z użyciem filtrów pasmowych (tercjowych) w zakresie od 31,5 Hz do 6300 Hz. Obraz graficzny pola wektorowego, wytworzonego w pobliżu swobodnie zawieszonej płyty, wzbudzanej szerokopasmowym szumem, pokazano przykładowo dla jednego pasma tercjowego o częstotliwości środkowej 250 Hz (Rys.1) Na podstawie analizy rozkładu wektorów natężenia dźwięku prostopadłych do badanej płyty i wektorów rozłożonych w płaszczyźnie pomiarowej umieszczonej blisko płyty, opisać można nie tylko formę drgań wzbudzonych w płycie, ale również ocenić wpływ efektów krawędziowych na pole akustyczne wytworzone w jej rejonie.



Rys.1. Przykładowy obraz promieniowania akustycznego swobodnie podwieszonej płyty porównany z postaciami odkształceń płyty, wchodzącymi w zakres pasma tercjowego 250 Hz

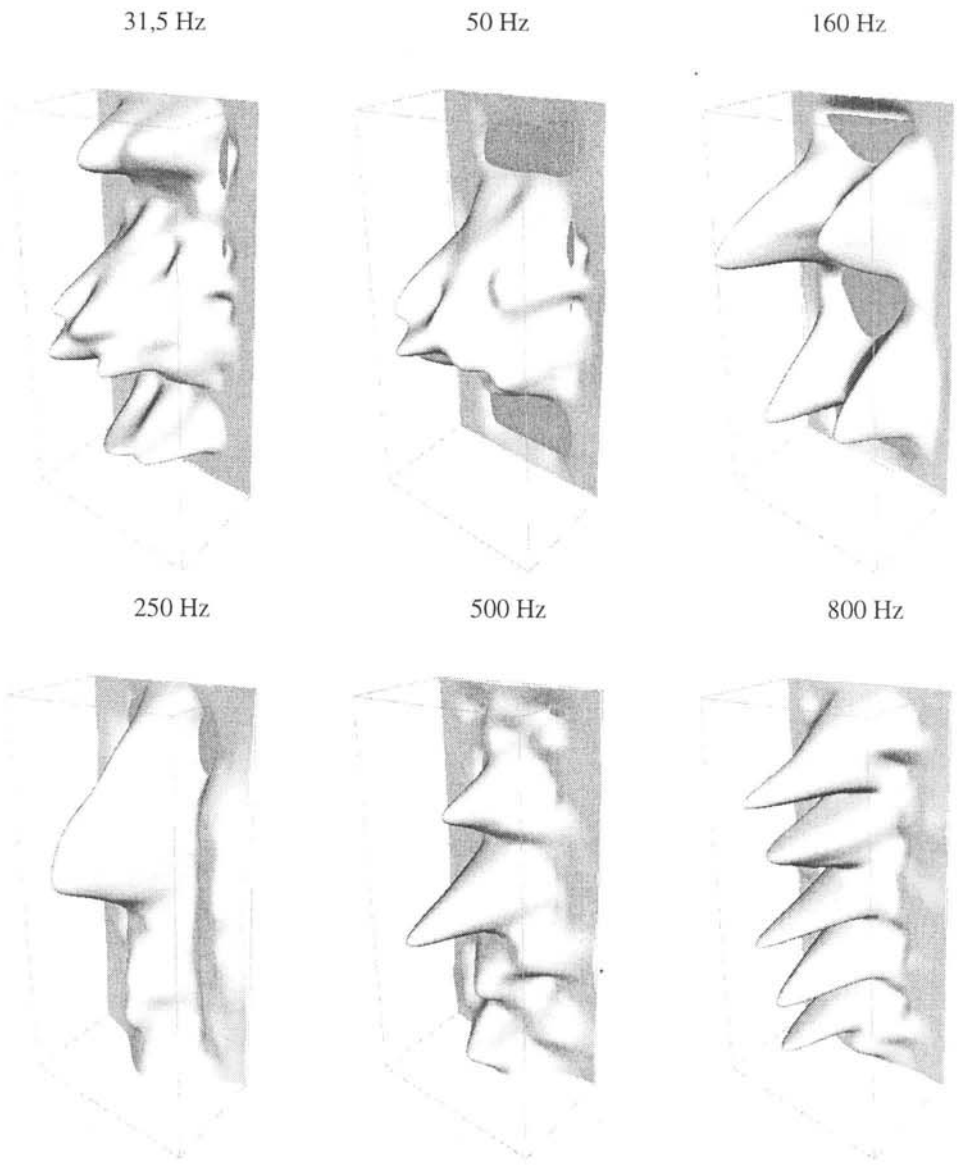
Jeszcze bardziej wszechstronny obraz efektów promieniowania w całym zakresie badanego pasma częstotliwości można uzyskać z badań rozkładu strumienia natężenia dźwięku w trójwymiarowej przestrzeni rozłożonej wokół płyty. Badania prowadzono w przestrzeni pomiarowej o wymiarach 1,6mx2,0mx0,9m. z zastosowaniem podziału na elementy sześcienne o wymiarach 0,1mx0,1mx0,1m. Dla każdej przestrzeni elementarnej mierzono trzy składowe wektora natężenia *x, y, z* co wymagało przeprowadzenia 2780 pomiarów natężenia dźwięku dla pełnego zakresu częstotliwości. Bazę danych wektorowych opisujących przestrzeń pomiarową, po zastosowaniu przestrzennych metod aproksymacyjnych, wykorzystano do graficznej prezentacji wyników (*postprocessing*). Jedna z form graficznych pokazuje ścieżki, po których energia akustyczna jest transportowana w przestrzeni pola bliskiego *(sic!)* i pola dalekiego, druga, przestrzenne rozkłady składowej normalnej wektora natężenia. Obie formy zbudowane są co prawda z wykorzystaniem tego samego zbioru danych pomiarowych ale ich wydźwięk merytoryczny jest zupełnie różny.

Formy przestrzenne ścieżek (strug strumieni natężenia dźwięku), po których energia akustyczna pochodząca z drgającej płyty jest przenoszona, pokazano na Rys.2 dla kilku wybranych zakresów częstotliwości. Na podkreślenie zasługuje tu fakt, że tym sposobem prezentacji wektorowych własności fali akustycznej możemy śledzić przepływ dźwięku i na co wskazują prezentowane wyniki, nieliniowe efekty (wiry) pojawiające się w bliskim polu akustycznym.



Rys.2. Promieniowanie energii akustycznej przez drgającą płytę prostokątną pokazane w formie rozłożonych w przestrzeni ścieżek strumienia natężenia dźwięku (dla kilku częstotliwości tercjowych)

Zasięg i przestrzenny charakter promieniowania energii akustycznej przez wzbudzoną do drgań pytę dobrze obrazuje również forma graficzna przedstawiona na Rys.3. Jest to obrazowanie rozkładu wektora normalnego do powierzchni płyty, na podstawie którego ocenia się moc akustyczną emitowaną przez drgające powierzchnie. Trzeba tu jednocześnie podkreślić, że są to znane z mechaniki analitycznej przestrzenie fazowe stosowane w metodach topologicznych wykorzystywanych do rozwiązywania równań różniczkowych opisujących drgania układów mechanicznych o wielu stopniach swobody. Wektor akustycznego natężenia jest bowiem wprost proporcjonalny do *prędkości* cząstki akustycznej, a jego wartość pokazana jest w funkcji *drogi*.



Rys.3. Przestrzenny rozkład natężenia dźwięku (wektora normalnego) promieniującej płyty, obrazujący jednocześnie formy odkształceń postaciowych płyty

5. PODSUMOWANIE I WNIOSKI

Wraz z rozwojem nowej techniki pomiarowej jaką jest technika natężenia dźwięku uzyskano nowe możliwości uzupełnienia wiedzy o rozkładzie mocy akustycznej w otoczeniu akustycznie czynnych źródeł promieniowania. Główne zalety tej techniki polegają na tym, że wykonane pomiary dotyczą związków energetycznych zachodzących w ruchu falowym (w akustycznym polu przepływowym) i to, że badania można prowadzić w warunkach przemysłowych z dokładnością nie gorszą niż uzyskiwaną w warunkach laboratoryjnych.

Wyniki przedstawionych badań eksperymentalnych pokazano na przykładzie analizy efektów akustycznych wytworzonych przez wzbudzoną do drgań swobodnie podwieszoną płytę. Analiza wyników badań tego niezwykle prostego źródła promieniowania akustycznego potwierdza, że przeprowadzona metodą pomiaru natężenia weryfikacja doświadczalna charakteru wytworzonego pola z odkształceniami postaciowymi płyty obliczonymi metodą MES, daje zadowalające rezultaty. Jednak można też zauważyć, że wektorowy obraz pola akustycznego wytworzony w otoczeniu nawet tak prostej struktury, przyjmuje bardzo skomplikowane formy, trudne do przewidzenia metodami analitycznymi. Powszechnie dotąd stosowane pomiary akustyczne rozkładu pola ciśnień, nie dają możliwości opisywania transportu energii w polu akustycznym, a więc nie można z nich wnioskować o dynamice zjawisk zachodzących w akustycznym polu przepływowym.

Reasumując, można sądzić, że zaproponowana graficzna forma opisu i prezentacji wyników pomiarów natężenia dźwięku lub mocy akustycznej

w postaci przestrzennych obrazów wektorowych daje pełną możliwość interpretacji i diagnozowania energetycznych skutków działania źródła usytuowanego w dowolnym otoczeniu. Z uzyskanych obrazów analizowanego pola można oceniać zarówno energetyczne cechy samego źródła, jak i wypadkową reakcję otoczenia na charakter wytworzonego rozkładu. Tych informacji nie da się uzyskać z klasycznych badań akustycznych przeprowadzonych przy pomocy pomiaru ciśnienia - skalarnego składnika fali akustycznej.

Zważywszy prostotę badań i to, że pomiar promieniowania wykonany metodą natężeniową może być prowadzony w warunkach rzeczywistych, z uwzględnieniem nakładania się w czasie i w przestrzeni wielu elementarnych i nierozdzielnych zjawisk wibroakustycznych zachodzących w analizowanej przestrzeni, można też w takich przypadkach uznać technikę natężeniową wraz z zaproponowaną metodą wizualizacji jako uzasadnioną metodę weryfikacyjną w stosunku do numerycznych metod symulacyjnych. Badania natężeniowe wykonywane na modelach fizycznych mogą też spełnić pożyteczną rolę pomostu między teorią a praktyką, wprowadzając do analiz teoretycznych ocenę dopuszczalnych granic do jakich można stosować uproszczenia, aby symulowane efekty odpowiadały efektom fizycznym występują w rzeczywistości.

Zastosowanie metody natężeniowej w badaniach eksperymentalnych, pozwala obrazować wektorowe zjawiska zachodzące w polu akustycznym w formie dotąd niespotykanej, a pokazane na przykładzie promieniującej płyty formy obrazowania przestrzennych rozkładów wektorowych pól akustycznych znalazły szerokie zastosowanie w wibroakustyce stosowanej i były wykorzystane przez autora w licznych pracach badawczych [8-14].

6. LITERATURA

[1] Beyer R.T. (ed.) - *Non-linear Acoustic in Fluids*. VNB, N. York, 1984.

[2] Makarewicz R. - *Dźwięk w środowisku*. OWN, Poznań, 1994.

[3] Gerald-Yamasaki M. - *Visualization of Computational Fluid Dynamics*. Comp. Fluid Dyn. Rev. 1995.

[4] Hafez M. *at all* - *Computational Fluid Dynamics Review 1995*. John Wiley & Sons, Chichester, 1995.

[5] Cempel Cz., Kosiel U., Noise Source Identification on Machines and Mechanical Devices. *Archives of Acoustic*, 1976, 1(1), p.5-18.

[6] Fahy F.J., - *Sound Intensity*. Elsevier Applied Science, London, N.York 1990.

[7] Fahy F.J.- Sound and Structural Vibration. Radiation, Transmission and Response. *Academic Press*, London 1985.

[8] Weyna S.- Radiation Efficiency Characteristics Estimated by Sound Intensity Method. *Archives of Acoustics*, 18(2), 1993, p.181-190.

[9] Weyna S.- Graphical Presentation of Acoustic Energy Transmitted Through Partition With Door. Proc. *Energetic Methods in Vibroacoustics*, Krynica, 1993, 129-134.

[10] Weyna S.- Noise Level Inside Ship Accomodation Depend on Acoustic Power Radiated by a Cabin Windows. Proc. INTER - NOISE'93, Leuven 1993,p.287-292.

[11] Weyna S. - An Image of the Energetic Acoustic Field in a Parallelepipeded Room Models. *"Acta Acustica" International Journal on Acoustics* Vol.82, 1996, p.72-81.

[12] Weyna S. - Vector Field Distribution Around the Flat Barriers Penetrating by Flow Noise. Proc. *EURO-NOISE' 98*, München 1998, p.1129÷1134.

[13] Weyna S. - An Experimental Study of Acoustic Intensity Flow Around Barriers and 3D Body. Proc. *Vibro-Acoustic and Flow-Structure Interactions*, Cargese, 1999, p. 133÷139.

[14] Weyna S. - Wave interactions on obstacles in real acoustic field. Proc. *SACAM*, Durban 2000, p.373-378.

Stefan Weyna - Profesor Politechniki Szczecińskiej, kierownik Zakładu Wibroakustyki Stosowanej, specjalista od zagadnień ochrony od drgań i hałasów (szczególnie obiektów morskich). W ramach specjalności naukowej zajmuje się opisem i analizą wektorowych efektów akustycznych w polu źródeł rzeczywistych, wykorzystując techniki pomiaru natężenia dźwięku do obrazowania rozkładu wektorowych pól akustycznych i graficznej prezentacji przepływów falowych. Badania te wykorzystane są do oceny efektów promieniowania akustycznego drgających układów mechanicznych, bezpośrednich pomiarów mocy akustycznej źródeł rzeczywistych i technicznego diagnozowania metodami akustycznymi.

WYZNACZANIE OBSZARÓW AKCEPTACJI POŁOŻEŃ PANWI ŁOŻYSKOWYCH DUŻEJ MASZYNY ENERGETYCZNEJ Z UWAGI NA JEJ WŁASNOŚCI DYNAMICZNE

Jan KICIŃSKI, Anna PROŃSKA

Instytut Maszyn Przepływowych PAN, Zakład Dynamiki Wirników i Łożysk Ślizgowych
Gdańsk, ul. Fiszera 14, fax (58) 341-61-44, e-mail kic@imp.gda.pl

Streszczenie

W pracy przedstawiamy wyniki badań symulacyjnych wpływu przemieszczeń panwi łożyskowych dużej maszyny energetycznej na jej własności dynamiczne. Badania takie pozwoliły opracować „mapy akceptacji" położeń panwi zarówno ze względu na dopuszczalne naciski jednostkowe w łożysku, graniczne wartości drgań panwi, jak i przekroczenie granicy stabilności.

Słowa kluczowe: badania symulacyjne, drgania, łożysko, maszyna energetyczna

DETERMINE OF ACCEPTANCE DOMAINS OF BEARING BUSHES OF LARGE POWER TURBO-SET ON ACCOUNT OF MACHINE DYNAMICS PROPERTIES

Summary

The article presents results of simulation research, how the bearing bush displacement can influence the dynamics properties of large power turbo-set. Such investigations allow us to construct "acceptance maps" of bearings position on account of either acceptable bearing unit pressure, bearing bush vibration amplitudes or stability threshold exceed.

1. WSTĘP

Nadmierne lub nieoczekiwane przemieszczenia podpór łożyskowych dużej maszyny energetycznej mogą być spowodowane zarówno odkształceniami termicznymi tych podpór jak i zmianami sztywności kinetostatycznej konstrukcji podpierającej w miejscach posadowienia wirnika. W obu przypadkach skutek jest ten sam: panwie łożyskowe przemieszczają się w stosunku do określonej linii geodezyjnej wirnika powodując istotne, a często wręcz jakościowe zmiany w obrazie drgań obiektu. Znajomość dopuszczalnych zakresów tego rodzaju przemieszczeń panwi jest więc zagadnieniem kluczowym w eksploatacji turbozespołów, a w szerszym kontekście, w diagnostyce tego rodzaju obiektów.

Jako kryterium oceny dopuszczalnego zakresu przemieszczeń panwi przyjmuje się na ogół maksymalne, dopuszczalne naciski jednostkowe w łożysku i graniczne wartości drgań względnych czop-panew i drgań bezwzględnych panwi łożyskowych. Użytecznym kryterium może też być granica stabilności całego układu lub tylko wybranych jego elementów.

Stosując metodologię badań właściwą dla diagnostyki według modelu, w oparciu o odpowiednio zweryfikowany model teoretyczny analizowanego obiektu możemy zbudować, drogą analizy komputerowej, tzw. „mapy akceptacji" położeń panwi i „mapy wrażliwości" układu na utratę stabilności. Mapy te będą tym bardziej dokładne, im lepiej uda nam się „dostroić" model teoretyczny do konkretnego obiektu rzeczywistego. Oczywiście mapy te stanowią jedną z możliwych postaci relacji diagnostycznych niezbędnych dla oceny stanu obiektu w trakcie eksploatacji (diagnostyki) lub trenowania układów adaptacyjnych.

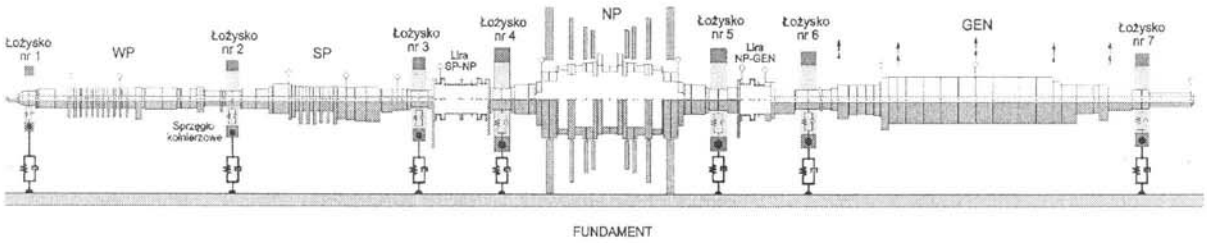
Przedstawimy próbę zbudowania tego rodzaju map (relacji diagnostycznych) w oparciu o programy KINWIN i NLDW [1] i wyniki badań eksperymentalnych na obiekcie rzeczywistym [2,3]. Pomiary eksperymentalne służyły tu do weryfikacji i właściwego „dostrojenia" modelu i programów komputerowych.

2. OBIEKT BADAŃ. WYNIKI DOSTROJENIA MODELU

Przedmiotem analizy będzie turbozespół 13K215 o mocy 200 MW. Dyskretyzację linii wirników tego turbozespołu MES przedstawia rys.1.

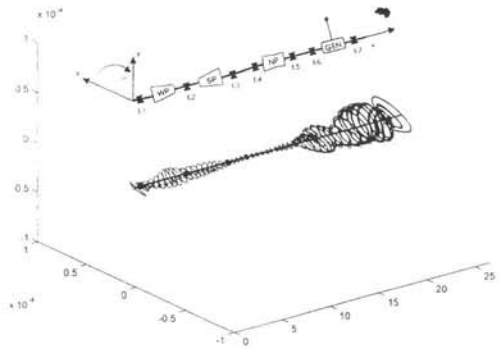
Jest to typowa jednostka energetyczna w polskich elektrowniach. W wyniku prowadzonych badań eksperymentalnych na obiekcie rzeczywistym w jednej z elektrowni uzyskano dane niezbędne do dostrojenia modelu teoretycznego maszyny. Zarejestrowane dane eksploatacyjne stanowiły wzorzec dla wyników obliczeń symulacyjnych.

Przyjęty został zestaw danych eksploatacyjnych (pozyskanych od dysponenta obiektu) i konstrukcyjnych (pozyskanych od producenta), który można było uznać za wzorcowy. Tak przyjęte zestawy danych eksploatacyjnych i konstrukcyjnych stanowiły z kolei dane wejściowe do programów komputerowych symulujących stan dynamiczny obiektu. W efekcie uzyskano „bazowy" obraz drgań linii wirników przedstawiony na rys.2, który można przyjąć jako wzorzec odniesienia dla dalszych badań.



Rys.1. Szkic linii wirników turbozespołu 13K215

Ze względu na fakt, że ugięcia kinetostatyczne (zarówno grawitacyjne jak i eksploatacyjne) w dużej maszynie energetycznej są zdecydowanie większe niż ugięcia dynamiczne linii wirników spowodowane wymuszeniami zewnętrznymi zestawienie ich w tej samej skali powoduje, iż trajektorie drgań wymuszonych są praktycznie niewidoczne. Aby je uwidocznić, na rys.2:
-trajektorie drgań wymuszonych zostały powiększone 100 razy w stosunku do skali przemieszczeń kinetostatycznych;
-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 są doskonale widoczne.



Rys.2. Trajektorie przemieszczeń dynamicznych linii wirników dla przypadku bazowego. Grawitacyjne ugięcia kinetostatyczne wirnika i przemieszczenia termiczne podpór zostały pominięte (jednostki na osiach współrzędnych w [m]).

3. ZAKRES BADAŃ. WARTOŚCI KRYTERIALNE.

Newralgicznym z punktu widzenia własności dynamicznych obiektu jest zespół łożysk nr 5 i nr 6 łączących generator z częścią NP turbiny i połączonych elastycznym sprzęgłem typu „lira". Z tego też właśnie względu wyznaczanie obszarów akceptacji położeń panwi ograniczono tylko do łożysk nr 5 i nr 6. Możliwa ilość kombinacji wzajemnych przemieszczeń panwi nawet dla dwóch łożysk jest jeszcze zbyt duża aby przeprowadzić praktyczne badania symulacyjne. Konieczne są zatem dalsze ograniczenia.

Założono, że panew łożyska nr 6 będzie przemieszczana w kierunku pionowym i poziomym, w stosunku do swego położenia bazowego, przy nie zmienionym położeniu panwi nr 5. I odwrotnie– zmiany położenia panwi nr 5 będą realizowane przy stałym położeniu panwi nr 6.

Powyższa metodologia pozwoli nam na zbudowanie uproszczonych map obszarów akceptacji położeń panwi zespołu łożyskowego nr 5 i 6. Mapy te, mimo swego uproszczenia, dostarczyć mogą wielu interesujących informacji na temat wrażliwości tak dużego obiektu energetycznego na defekty typu: ponadnormatywne przemieszczenia termiczne podpór łożyskowych lub gwałtowne spadki sztywności kinetostatycznej konstrukcji podpierającej.

Przyjęte zostały następujące wartości kryterialne:

I. Dopuszczalne naciski jednostkowe w łożyskach.

Zgodnie z zaleceniami producenta dopuszczalne wartości nacisków jednostkowych w łożyskach ślizgowych dla tego typu obiektów energetycznych wynoszą:

$$p_{dop} = 2\text{MPa}.$$

Jako wartość graniczną (dla obciążeń chwilowych) przyjęto:

$$p_{gr} = 4\ \text{MPa}.$$

Biorąc pod uwagę geometrię łożysk ślizgowych nr 5 i nr 6 oznacza to następujące wartości obciążenia bezwzględnego w [kN]:

	Ł. 5	**Ł. 6**
Obciążenie dopuszczalne poziome $(P_x)_{dop}$ [kN]	**209**	**236**
Obciążenie dopuszczalne pionowe $(P_y)_{dop}$ [kN]	**322**	**400**
Obciążenie graniczne poziome $(P_x)_{gr}$ [kN]	**418**	**472**
Obciążenie graniczne pionowe $(P_y)_{gr}$ [kN]	**644**	**800**

II. Wartości graniczne drgań względnych i bezwzględnych łożysk.

Zgodnie z normą ISO 7919-2 oraz ISO 10816-2 graniczne wartości przemieszczeń dla drgań względnych wynoszą:

$$A_{ppu} = A_{ppv} = 165\ \mu m$$

natomiast graniczne prędkości RMS dla drgań bezwzględnych:

$$V_x = V_y = 7.5\ mm/s$$

Przyjęte wartości graniczne są wartościami typowymi zalecanymi przez normy dla tej klasy obiektów. W praktyce jednak przyjęcie wartości granicznych odpowiadających nowoczesnym systemom eksploatacji jest zagadnieniem daleko bardziej złożonym. Ich właściwy dobór stanowi wynik wieloletnich prac naukowych i obserwacji eksploatacyjnych rzeczywistych obiektów [4]. W niniejszej pracy nie będziemy jednakże powyższego problemu bliżej omawiać, ponieważ podane wyżej klasyczne wartości graniczne, z uwagi na przyjęty cel pracy, są wystarczające.

Przyjęty do analizy obiekt, w ściśle ustalonych warunkach pracy uznanych za wzorcowe, charakteryzował się tzw. „gorącą" linią kinetostatyczną, na której przemieszczenia termiczne podpór zostały określone drogą bezpośrednich pomiarów. Interesujące nas łożyska nr 5 i nr 6 w swym położeniu „bazowym" w stosunku do tzw. zerowej linii geodezyjnej były przemieszczone pionowo w górę o wartości:

$b_{mont} = 1.1$ [mm] dla łożyska nr 5
$b_{mont} = 2.4$ [mm] dla łożyska nr 6

Wartości te stanowić będą punkt odniesienia do dalszych badań.

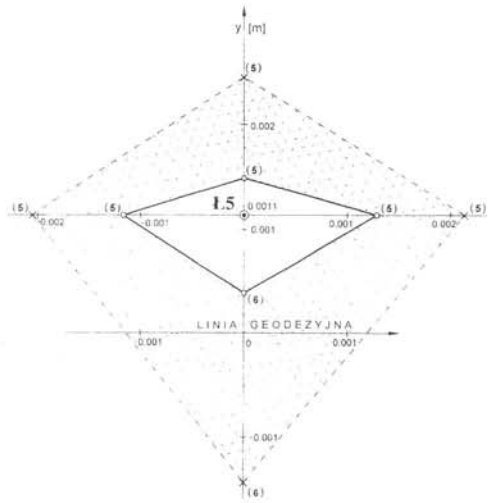
III. Przekroczenie progu stabilnej pracy układu.

Jest to najtrudniejsze do zdefiniowania kryterium. Zgodnie z klasycznymi definicjami cały złożony układ mechaniczny traci stabilność, jeżeli jeden tylko jego podukład przekroczył próg stabilnej pracy. W praktyce jednak sytuacja jest bardziej złożona. Dla przykładu: jedno z łożysk dużej maszyny energetycznej może pracować w warunkach małych drgań olejowych, a więc po przekroczeniu formalnej granicy stabilności, a pomimo to cały układ zachowuje się stabilnie. Co więcej taka sytuacja dość często występuje w przypadku dużych wielopodporowych maszyn energetycznych, a w pewnych sytuacjach jest nawet typowa. Klasyczne definicje progu stabilności stanowiłyby tu kryterium zbyt ostre, nie odpowiadające rzeczywistym zachowaniom tego rodzaju obiektów.

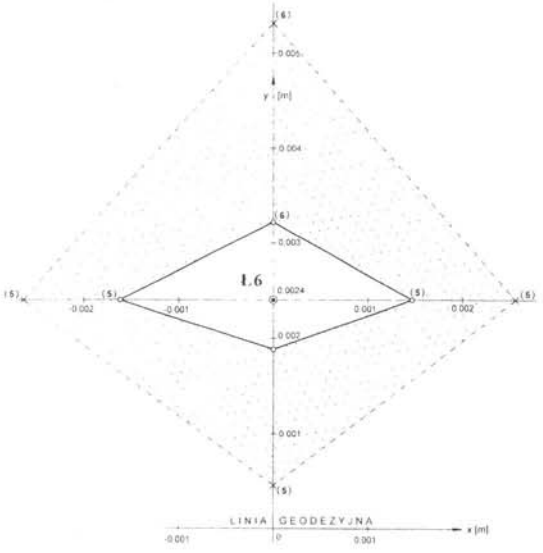
Wprowadźmy zatem definicję „technicznego progu stabilności" w myśl której sytuacja staje się niebezpieczna dopiero wówczas, gdy subharmoniczne „prążki" w strukturze widma drgań (świadczące o przekroczeniu klasycznej granicy stabilności) jednego lub kilku z podukładów stają się dominujące w porównaniu z „prążkami" synchronicznymi 1X lub wyższych harmonicznych. Jeśli „prążki" subharmoniczne mają wielkość śladową, lub są mniejsze od pozostałych, możemy uznać, iż cały układ „poradzi sobie" z niestabilnością pojedynczych elementów i nadal pracował będzie stabilnie. Powyższa definicja ma charakter wyraźnie „techniczny" wywodzący się z obserwacji praktycznych i zapewne nie ma wystarczającego uzasadnienia teoretycznego.

4. OBSZARY AKCEPTOWALNYCH KINETOSTATYCZNYCH POŁOŻEŃ PANWI

Zgodnie z przyjętą metodologią pozyskiwania akceptowalnych położeń panwi łożyskowych, przemieszczamy w kierunku poziomym i pionowym w pierwszej kolejności panew łożyska 5 przy położeniu „bazowym" panwi nr 6, a następnie odwrotnie: w położeniu „bazowym" pozostaje panew nr 5, a przemieszczeniom testowym podlega panew nr 6. Obie panwie przemieszczamy aż do momentu przekroczenia dopuszczalnych nacisków jednostkowych $p_{dop} = 2$ MPa w którymkolwiek z siedmiu łożysk turbozespołu. Wyniki komputerowej symulacji (obliczeń kineto-statycznych programem KINWIN) przedstawiają rys.3 i rys.4 Na tych rysunkach położenie „bazowe" łożyska (panwi), które następnie przemieszczamy, w stosunku do linii geodezyjnej wirnika oznaczone jest symbolem ◉ . Zaznaczono na nich również położenia panwi odpowiadające granicznym naciskom jednostkowym $p_{gr} = 4$ MPa, a więc wartościom dwukrotnie większym niż naciski dopuszczalne. W punktach „narożnych" w nawiasach podane zostały numery panwi, w których przekroczenie nacisków p_{dop} lub p_{gr} nastąpiło. Otrzymaliśmy w ten sposób rysunki w formie charakterystycznych „latawców", gdzie pole białe oznacza położenia panwi w pełni akceptowalne, a pola wykropkowane położenia w zasadzie niedozwolone. W polu wykropkowanym możliwe są bowiem jedynie położenia chwilowe, wynikające z przejściowych stanów dynamicznych lub cieplnych maszyny.



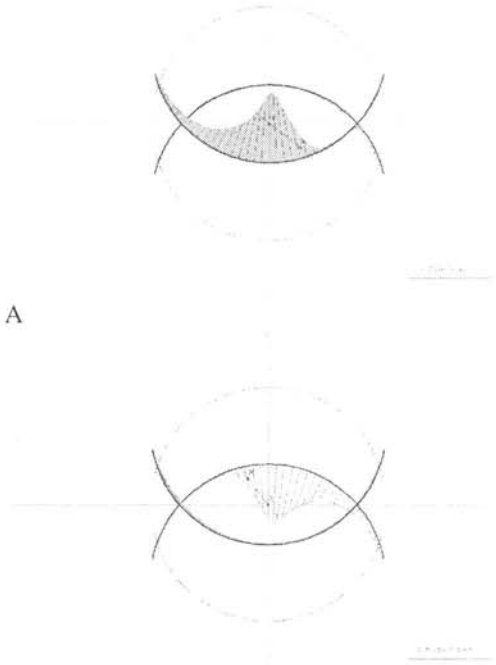
Rys.3.Obszary w pełni akceptowalnych położeń kinetostatycznych panwi nr 5 (pole ograniczone linią ciągłą) i położeń granicznych (pole wykropkowane ograniczone linią przerywaną) przy „bazowym" położeniu panwi nr 6. Wyniki komputerowej symulacji programem KINWIN.



Rys.4.Obszary w pełni akceptowalnych położeń kinetostatycznych panwi nr 6 (pole ograniczone linią ciągłą) i położeń granicznych (pole wykropkowane ograniczone linią przerywaną) przy „bazowym" położeniu panwi nr 5. Wyniki komputerowej symulacji programem KINWIN.

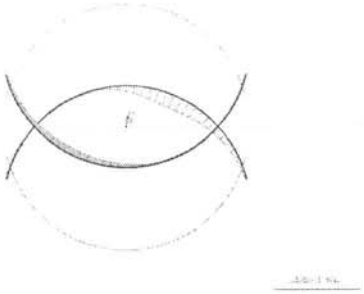
Warto tu zwrócić uwagę na asymetrię przemieszczeń pionowych panwi nr 5 i panwi nr 6. Przemieszczenia pionowe w dół (spowodowane spadkiem sztywności kinetostatycznej lub obniżeniem termicznym podpór) jednej z tych panwi zawsze powodują przekroczenie nacisków dopuszczalnych lub granicznych w panwi sąsiedniej. Inaczej przedstawia się sytuacja przy przemieszczeniach panwi pionowo w górę lub przemieszczeniach poziomych. Przemieszczenia poziome panwi 6 zawsze doprowadzają do przekroczenia nacisków najpierw w panwi sąsiedniej nr 5, a dopiero potem w panwi nr 6. Podobnego obrazu zachowań nie ma w przypadku przemieszczania panwi nr 5. Są to interesujące spostrzeżenia, świadczące o nietypowych zachowaniach kinetostatycznych tego newralgicznego zespołu łożysk.

Analizie poddane zostały również rozkłady ciśnienia w linii środkowej łożyska dla granicznych położeń kinetostatycznych panwi łożysk nr 5 i 6, odpowiadających zewnętrznym punktom narożnym „latawców" z rys.3 i 4. Stopień „soczewkowatości" łożysk turbozespołu 13K215 jest duży i wynosi dla łożyska nr 5 około 66 %, a dla łożyska nr 6 około 68 %. Przykład rozkładu ciśnienia w panwi nr 5 i 6 przy obniżeniu panwi nr 5 pokazano na rys. 5.

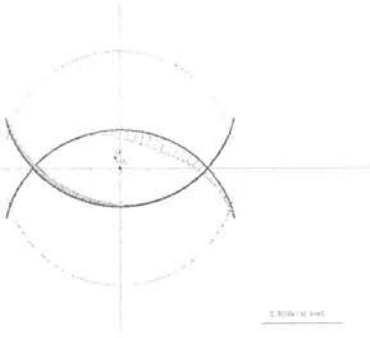


Rys.5. Rozkład ciśnienia w linii środkowej łożyska nr 5 – A oraz łożyska nr 6 - B, przy położeniu granicznym panwi nr 5 b_{mont}=-1.43 mm (położenie dolne pionowe na rys.3).

Linia gruba na tym rysunkach oznacza rzeczywisty tzw. „soczewkowy" kształt szczeliny smarnej w odpowiedniej proporcji do luzu kołowo–cylindrycznego (linia cienka). Widzimy tu charakterystyczny przeskok ciśnienia do górnej półpanwi łożyska nr 5, co oznacza, iż łożysko to dociąża cały układ. Przy badaniu pozostałych przypadków granicznych zwracają uwagę niebezpieczne odciążenia łożyska 6 mogące mieć niekorzystny wpływ na stan dynamiczny obiektu rys.6 i 7.



Rys.6. Rozkład ciśnienia w linii środkowej łożyska nr 6, przy położeniu granicznym panwi nr 5 b_{mont} = 2.636 mm (położenie górne pionowe na rys.3).

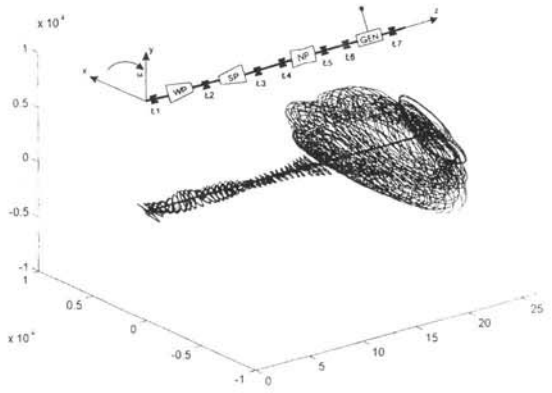


Rys.7. Rozkład ciśnienia w linii środkowej łożyska nr 6, przy położeniu granicznym panwi nr 6 b_{mont} = 0.425 mm (położenie dolne pionowe na rys. 4).

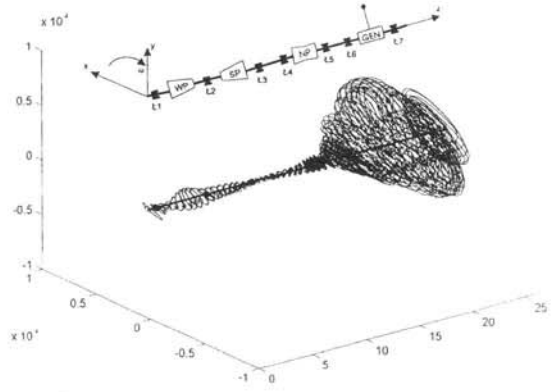
5. ANALIZA DRGAŃ UKŁADU W POŁOŻENIACH GRANICZNYCH PANWI

Przejdźmy teraz do obliczeń dynamicznych za pomocą programu NLDW-61, czyli do analizy drgań w zakresie nieliniowym. W analizowanych przypadkach defektami będą obliczone wcześniej przemieszczenia graniczne panwi łożyskowych nr 5 i 6 spowodowane dylatacjami termicznymi podpór lub zmianami ich sztywności kinetostatycznej.

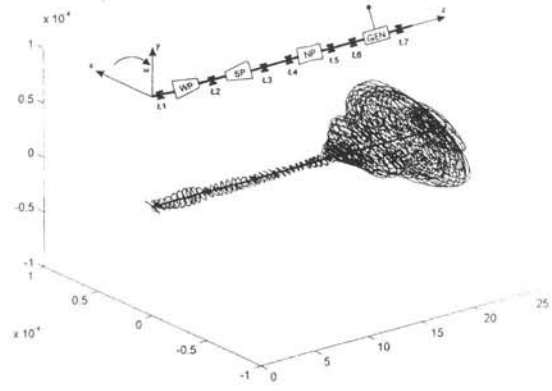
Przyjmijmy wymuszenia zewnętrzne działające na obiekt oraz „gorący" kształt linii kinetostatycznej wirnika jak dla przypadku „bazowego" z tym, że w odniesieniu do łożysk nr 5 i 6 przyjmijmy ich przemieszczenia graniczne określone na rys.3 i rys.4. Wyniki obliczeń w formie przestrzennych trajektorii drgań wybranych węzłów układu wzdłuż linii wirników przedstawiają rys.8÷15. Porównując te rysunki z rys.2 (ilustrującym przypadek „bazowy"), możemy wyciągnąć wnioski co do wpływu przyjętych defektów (przemieszczeń granicznych panwi nr 5 i 6) na własności dynamiczne całego obiektu.



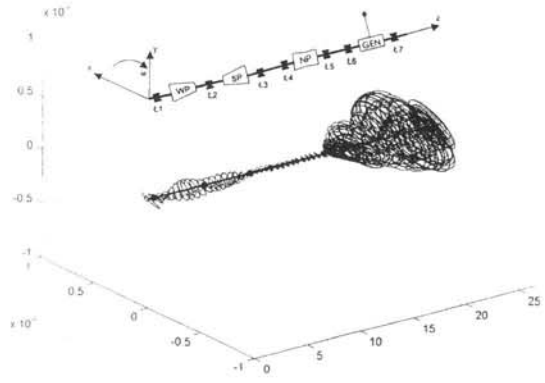
Rys.8. Przypadek kinetostatycznych przemieszczeń panwi nr 5 pionowo w górę do wartości granicznej b_{mont} = 2.636 mm. (na rysunku przemieszczenia podpór i odkształcenia grawitacyjne wirnika zostały pominięte).



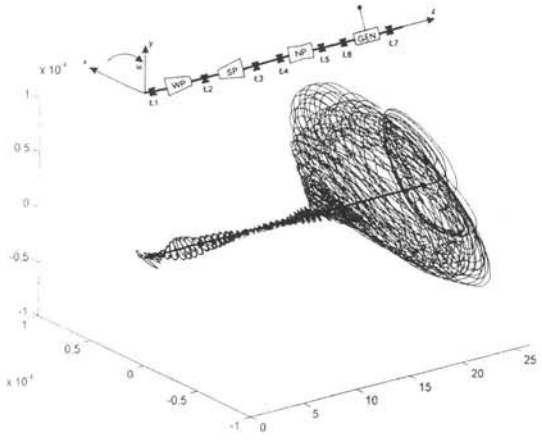
Rys.9. Przypadek kinetostatycznych przemieszczeń panwi nr 5 pionowo w dół do wartości granicznej b_{mont}=-1.43 mm.



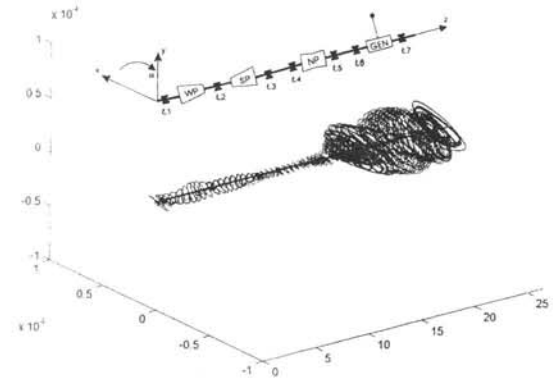
Rys.10. Przypadek kinetostatycznych przemieszczeń panwi nr 5 poziomo w prawo do wartości granicznej a_{mont}=2.13 mm.



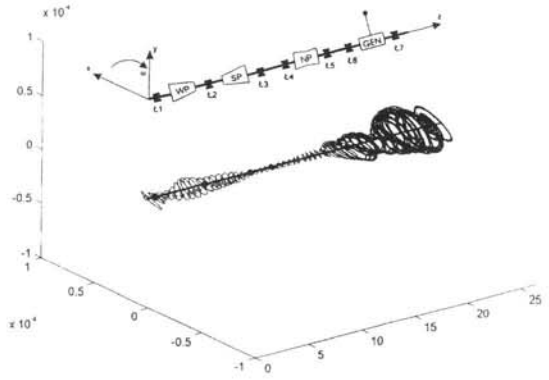
Rys.11. Przypadek kinetostatycznych przemieszczeń panwi nr 5 poziomo w lewo do wartości granicznej a_{mont}=-2.065m m.



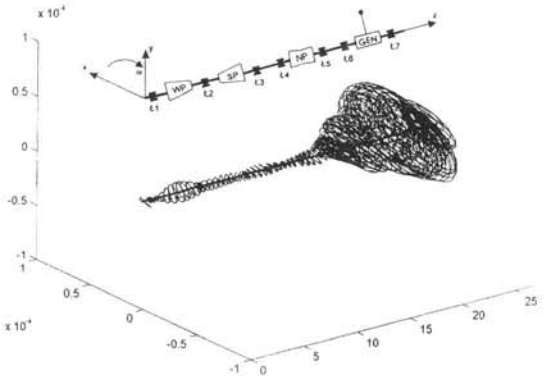
Rys.12. Przypadek kinetostatycznych przemieszczeń panwi nr 6 pionowo w górę do wartości granicznej b_{mont}=5.31 mm.



Rys.13. Przypadek kinetostatycznych przemieszczeń panwi nr 6 pionowo w dół do wartości granicznej b_{mont}=0.425 mm.



Rys.14. Przypadek kinetostatycznych przemieszczeń panwi nr 6 poziomo w prawo do wartości granicznej a_{mont}=2.565 mm.



Rys.15. Przypadek kinetostatycznych przemieszczeń panwi nr 6 poziomo w lewo do wartości granicznej a_{mont}=-2.7 mm.

Przede wszystkim zauważyć tu można silnie niekorzystny wpływ przemieszczeń panwi w kierunku pionowym do górnych wartości granicznych. Uniesienie kinetostatyczne panwi (zarówno panwi nr 5 jak i 6) w stosunku do położenia „bazowego", jak wynika to z porównania rys.8 i 12 z pozostałymi rysunkami, powoduje zdecydowane pogorszenie własności dynamicznych analizowanego obiektu. Analiza widm drgań łożysk dla wspomnianych przypadków pozwala zauważyć, że pojawiają się dominujące „prążki" subharmoniczne typu 1/3X świadczące o przekroczeniu progu stabilnej pracy łożysk nr 5, 6 i 7 turbozespołu.

Zestawienie wartości: przemieszczeń dla drgań względnych, prędkości RMS dla drgań bezwzględnych i wielkości

$$S_X = \frac{A(X/3)}{A(1X)}$$

będącej stosunkiem amplitud składowej subharmonicznej i synchronicznej w widmie drgań dla przemieszczeń panwi w kierunku pionowym we wspomnianych newralgicznych łożyskach nr 5, 6, 7 przedstawiają odpowiednio tabele 1,2,3.

Tabela 1.

Ł.5	Drgania względne		Drgania bezwzględne		
bmont [mm]	Appu [μm]	Appv [μm]	V_x mm/s	V_y mm/s	S_x
2.400	4,5	2.5	0.27	0.15	0
2.636	14.8	9.1	0.52	0.28	10.03
-1.430	7.3	5.4	0.64	0.47	0.36
5.310	10.5	71.9	0.60	0.35	0.77
0.425	6.2	3.9	0.36	0.22	1.92

Tabela 2.

Ł.6	Drgania względne		Drgania bezwzględne		
bmont [mm]	Appu [μm]	Appv [μm]	V_x mm/s	V_y mm/s	S_x
2.400	14.8	10.7	2.34	1.42	0
2.636	70.6	85.7	1.62	1.34	2.58
-1.430	23.6	16.0	2.62	1.44	0.11
5.310	34.4	22.3	2.70	1.47	2.47
0.425	33.8	32.8	1.60	1.35	0.85

Tabela 3.

Ł.7	Drgania względne		Drgania bezwzględne		
bmont [mm]	Appu [μm]	Appv [μm]	V_x mm/s	V_y mm/s	S_x
2.400	24.0	13.7	0.42	0.49	0
2.636	55.2	27.0	0.54	0.57	0.94
-1.430	56.5	30.7	0.41	0.47	0.91
5.310	98.8	52.9	0.40	0.46	2.16
0.425	36.1	19.2	0.54	0.55	0.49

Przemieszczenia całkowite drgań względnych „peak to peak" A_{pp} osiągają poziom 70 ÷ 100 μm, co w porównaniu z przypadkiem „bazowym" oznacza około pięciokrotny wzrost poziomu drgań w filmie olejowym łożysk ślizgowych. Kilkakrotnie też zwiększył się poziom drgań bezwzględnych wirnika generatora (por. rys.12 z rys.2).

Obniżenie kinetostatycznego położenia panwi do dolnych wartości granicznych nie powoduje aż tak dużego pogorszenia własności dynamicznych, co wydaje się być wynikiem dość zaskakującym. W podobnym zakresie ulega zmianom obraz drgań obiektu przy przemieszczeniach poziomych panwi.

Warto zwrócić tu uwagę na fakt, iż we wszystkich analizowanych przypadkach nie zostały przekroczone wartości graniczne drgań względnych i bezwzględnych łożysk (A_{pp} = 165 μm, V = 7.5 mm/s), pomimo, iż dopuszczalne naciski jednostkowe w łożyskach zostały przekroczone dwukrotnie (p_{dop} = 2 Mpa, p_{gr} = 4 MPa). Drgania względne A_{pp} nawet rzędu 100 μm w porównaniu do maksymalnego luzu średnicowego (w płaszczyźnie poziomej) łożysk nr 5 i 6 rzędu 1500 μm są relatywnie niewielkie. Oznacza to, iż w praktyce niebezpieczny poziom drgań w łożyskach może być spowodowany ich niekontrolowanym wzrostem po przekroczeniu granicy stabilności.

Dominujący udział składowych subharmonicznych typu 1/3X w widmie drgań jednego lub kilku łożysk w porównaniu do składowych synchronicznych 1X może być już sygnałem, iż granica stabilności całego układu została przekroczona. Informuje nas o tym wielkość S_x (patrz tabele 1,2,3). Z sytuacją taką mamy do czynienia np. przy wartości b_{mont}=2.636 mm. i b_{mont}=5.31 mm. Możemy się tu już liczyć z niestabilnością hydrodynamiczną w tych łożyskach, a w konsekwencji z szybkim rozwojem wirów i bicia olejowego prowadzącym do niebezpiecznych już drgań całego układu.

6. UWAGI KOŃCOWE

Z przeprowadzonych badań wynika, iż w analizowanym przypadku wprowadzane do układu defekty w postaci przemieszczeń panwi aż do ich położeń granicznych nie wywołują wzrostu drgań bezwzględnych lub względnych czop-panew badanego turbozespołu do poziomu przekraczającego ogólnie przyjęte normy. Oznaczać to może, iż łożyska ślizgowe są stosunkowo odporne nawet na znaczne przekroczenia nacisków dopuszczalnych. Z drugiej jednak strony, te same graniczne położenia panwi w niektórych przypadkach znacząco osłabiają „zapas stabilności" układu, powodując przekroczenie tzw. „technicznego" progu stabilności. W tej sytuacji może dojść do niekontrolowanego już wzrostu poziomu drgań najpierw w nieliniowych podzespołach, a następnie w całym układzie.

Interesującym wyróżnikiem diagnostycznym takiego stanu okazały się być subharmoniczne składowe w widmie drgań typu 1/3X. W niektórych przypadkach (np.: drgań bezwzględnych panwi) symptomy diagnostyczne związane ze składowymi 1/3X są w stanie znacznie szybciej poinformować nas o przekroczeniu progu „technicznej" stabilności układu, niż tradycyjne symptomy związane z amplitudami maksymalnymi drgań.

LITERATURA

[1] J. Kiciński, A. Markiewicz - Kicińska: *Programy NLDW-70 do obliczeń sprzężonych form drgań giętno - wzdłużno - skrętnych z imperfekcjami typu pęknięcie wału i rozosiowania elementów,* Opracowanie zewnętrzne IMP PAN, nr arch. 357/2000, Gdańsk, 2000

[2] J. Kiciński, J. Rybczyński i inni - *Bank danych eksploatacyjnych i geometrycznych turbozespołu 13K215.* Oprac. zewn. IMP PAN, Nr arch. 1012/2001. (materiał poufny).

[3] J. Kiciński, J. Rybczyński i inni – *Przykładowe parametry eksploatacyjne turbozespołu 13K215.* Oprac. zewn. IMP PAN, Nr arch. 1015/2001. (materiał poufny).

[4] DT200 – *1. System Diagnostyczny dla Turbozespołów Energetycznych o Mocy 200 MW.* Praca zbiorowa pod redakcją W. Cholewy i J. Kicińskiego, Wydawnictwo IMP PAN, Gdańsk 1998.

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.

Anna Prońska ukończyła studia na Wydziale Matematyki i Mechaniki Uniwersytetu Warszawskiego w 1972 roku uzyskując stopień magistra w zakresie matematyki. W roku 1978 podjęła pracę w Instytucie Maszyn Przepływowych Polskiej Akademii Nauk w Gdańsku, gdzie w 1989 roku uzyskała stopień doktora nauk technicznych w zakresie mechaniki, specjalności mechanika płynów. Obecnie pracuje na stanowisku adiunkta w Zakładzie Dynamiki Wirników i Łożysk Ślizgowych tego Instytutu, gdzie prowadzi badania symulacyjne wpływu rożnego rodzaju defektów na stan dynamiczny dużych maszyn energetycznych.

DIAGNOZOWANIE WCZESNYCH STADIÓW ROZWOJU USZKODZEŃ KÓŁ ZĘBATYCH

Andrzej WILK, Henryk MADEJ, Bogusław ŁAZARZ

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

Streszczenie

W pracy przedstawiono wyniki badań lokalnych uszkodzeń kół zębatych przeprowadzonych na stanowisku mocy krążącej FZG. Lokalne uszkodzenia jednego lub kilku zębów wywołują impulsowe efekty w sygnale drgań. Większość metod stosowanych w analizie drgań takich jak tradycyjna analiza widmowa, uniemożliwia wykrycie rozwoju uszkodzenia w jego początkowych stadiach. W badaniach zastosowano analizę czasowo częstotliwościową Wignera-Ville'a (WV). Jednoczesne przedstawienie sygnału drganiowego w dziedzinie czasu i częstotliwości umożliwia rozpoznanie efektów niestacjonarnych wywołanych uszkodzeniem. W analizach numerycznych wykorzystano środowisko programowe MATLAB.

Słowa kluczowe: koła zębate, drgania, analiza czasowo – częstotliwościowa, Matlab.

DIAGNOSIS OF LOCAL GEAR DAMAGE AT AN EARLY STAGE

Summary

The paper presents results of experimental tests, which have been carried out using power-circulating gear testing machine FZG. Faults localized in one or a few teeth produced dynamic effects that are typically transient and time localized. The most vibration analysis techniques, like spectral analysis, are unable to detect failure developing in gear at an early stage. A joint time-frequency analysis procedure using Wigner-Ville Distribution is also introduced to identify the location of the damaged tooth from the vibration signature. The joint time-frequency domain gives a comprehensive representation of the vibration signal and provides an interactive relationship between time and frequency within the signal allowing for phase and other changes in the signal to be highlighted. All of the computational analyses were done with the mathematical software package MATLAB.

1. WPROWADZENIE

Generowany przez przekładnię zębatą losowy sygnał drganiowy stanowi podstawowe źródło informacji o stanie zazębienia. Na aktywność wibroakustyczną przekładni mają wpływ czynniki konstrukcyjne, w tym przede wszystkim odchyłki wykonania zazębienia oraz zjawiska zużyciowe.

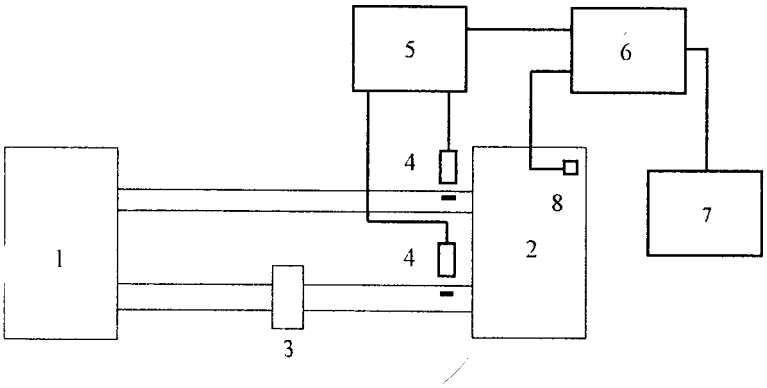
Z punktu widzenia diagnostyki istotne jest rozpoznanie w początkowych stadiach rozwoju zjawisk zmęczeniowych takich jak: wykruszenie warstwy wierzchniej, częściowe wyłamanie wierzchołka lub pęknięcie u podstawy zęba. Tradycyjna analiza widmowa daje jedynie informację o średnich amplitudach częstotliwości analizowanego sygnału charakteryzując się dobrą rozdzielczością w dziedzinie częstotliwości i brakiem informacji w dziedzinie czasu. Metoda ta daje dobre wyniki w analizie sygnałów stacjonarnych, jednakże drgania generowane w zazębieniu posiadają również składowe o charakterze impulsowym.

Lokalne uszkodzenia kół generują zaburzenia niestacjonarne sygnału drganiowego oraz modulację amplitudowo fazową [4,5,6] i mogą być wykrywane poprzez jednoczesne określenie struktury czasowej i częstotliwościowej sygnału. Należy podkreślić, że początkowe fazy rozwoju uszkodzeń wywołujące te zaburzenia nie powodują wzrostu ogólnego poziomu drgań, co stwarza konieczność stosowania zaawansowanych metod analizy sygnałów [2,3,5,7].

2. BADANIA DOŚWIADCZALNE

Badania wpływu zaprogramowanych uszkodzeń kół na postać sygnału drganiowego prowadzono na stanowisku laboratoryjnym przedstawionym na rys. 1. Obiektem badań były koła o zębach prostych ($z_1 = 16$, $z_2 = 24$), w których wykonano uszkodzenia: pęknięcie u podstawy i wykruszenie wierzchołka zęba w różnych stadiach zaawansowania.

Drgania przekładni rejestrowano w wybranych punktach obudowy przy zadanej prędkości i obciążeniu kół. Zastosowany analizator sygnałów DSPT SigLab jest całkowicie zintegrowany z pakietem MATLAB i posiada możliwość wprowadzania bezpośrednio do przestrzeni roboczej wyników pomiarów zarówno w dziedzinie czasu jak i częstotliwości w zakresie do 20 kHz.



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

Zastosowany układ pomiarowy umożliwia analizę sygnału uśrednionego synchronicznie okresem obrotu wałów: zębnika – T_z, koła – T_k oraz okresem powtarzania cyklu skojarzeń zębów – T_p. Uśrednianie synchroniczne sygnału eliminuje wpływ szumów losowych poprawiając stosunek sygnału do szumu. W przypadku diagnozowania przekładni wielostopniowych takie uśrednianie pozwala odseparować oddziaływania poszczególnych węzłów kinematycznych ułatwiając diagnozę.

3. METODY CZASOWO - CZĘSTOTLIWOŚCIOWE ANALIZY SYGNAŁÓW DRGANIOWYCH

Wiele miar diagnostycznych stosowanych obecnie w badaniach przekładni zębatych opartych jest na analizie częstotliwościowej drgań. Podstawową techniką analizy częstotliwościowej jest transformata Fouriera. Jak już wspomniano wcześniej, wadą metody jest brak możliwości określenia czasu wystąpienia efektów wywołanych lokalnymi niestacjonarnościami sygnału. Niedogodność ta została częściowo usunięta w transformacie Gabora, która jest modyfikacją transformaty Fouriera. Z kolei uogólnieniem transformaty Gabora jest krótkoczasowe przekształcenie Fouriera STFT (Short Time Fourier Transform).

$$S(b,f)=\int_{-\infty}^{+\infty} x(t)\cdot e^{-j2\pi ft}\cdot w(t-b)\,dt \qquad (1)$$

W przekształceniu tym wprowadzono okno lokalizacyjne $w(t-b)$, w którym parametr b przesuwa okno w dziedzinie czasu. Funkcją okna może być dowolna funkcja spełniająca określone warunki. Okno to ze względu na stałą szerokość okazało się mało efektywne w analizie sygnałów zawierających jednocześnie składowe o niskiej i wysokiej częstotliwości.

Po wprowadzeniu dodatkowego parametru skali a do okna lokalizacyjnego w transformacie Gabora powstała transformata falkowa (Wavelet Transform). Funkcja analizująca $\psi=\frac{t-b}{a}$, nazywana falką główną posiada współczynnik skali a, który powoduje zmianę czasu trwania falki oraz współczynnik przesunięcia b, który zmienia położenie falki na osi czasu. Równanie reprezentuje, więc filtrację pasmowo-przepustową sygnału za pomocą filtrów o różnych pasmach przepuszczania.

Transformata falkowa (WT) [5] jest funkcją dwuwymiarową:

$$WT(a,b)=\frac{1}{\sqrt{a}}\int_{-\infty}^{+\infty} x(t)\psi\left(\frac{t-b}{a}\right)dt, \qquad (2)$$

gdzie:
a – parametr skali (częstotliwości),
b – parametr translacji (przesunięcia w czasie).
$a,b\in R, a\neq 0$

Podstawową zaletą transformacji falkowej jest optymalny kompromis w doborze rozdzielczości

w dziedzinie częstotliwości i czasu. Moduł transformacji falkowej sygnału przedstawia zmiany energii drgań w funkcji czasu i częstotliwości.

Teoria falek znajduje się od kilku lat w centrum zainteresowania zarówno matematyków jak i inżynierów, oprócz analizy czasowo-częstotliwościowej ma szerokie zastosowanie między innymi w dziedzinie analizy mowy, rozpoznawania obrazów oraz poprawiania jakości nagrań itp.

Oprogramowanie Wavelet Toolbox firmy MathWorks pracujące w środowisku MATLAB umożliwia między innymi realizacją ciągłej (*CWT*) i dyskretnej (*DWT*) transformaty falkowej.

Kolejną metodą analizy czasowo-częstotliwościowej struktury sygnału jest transformacja Wignera-Ville'a

$$WD(\tau, f) = \int_{-\infty}^{+\infty} x\left(t+\frac{\tau}{2}\right) x*\left(t-\frac{\tau}{2}\right) w(\tau) e^{-j2\pi ft}\, dt \qquad (4)$$

gdzie:

$x^*(t)$ – sygnał urojony sprzężony z $x(t)$,
$w(t)$ – funkcja wagi podobna do okna czasowego stosowanego w krótkoczasowej transformacie Fouriera (*STFT*).

W przypadku transformaty *STFT* zwężanie przedziału czasowego poprawia rozdzielczość czasową widma mocy pogarszając jednocześnie jego dokładność w dziedzinie częstotliwości, na skutek tak zwanego przecieku widma. W przeciwieństwie do *STFT*, której rozdzielczość w dziedzinach czasu i częstotliwości jest ograniczona z powodu stałej szerokości okna, rozkład WV ma bardzo dobrą rozdzielczość w obu dziedzinach. Dzięki tym cechom, transformata WV umożliwia rozróżnienie zjawisk modulacji amplitudowej i fazowej, co z punktu widzenia diagnostyki stanu zazębienia jest bardzo ważne. Z badań wynika, że podstawowe uszkodzenia wywołane eksploatacyjnym zużyciem zębów to:

- pitting,
- częściowe wyłamanie zębów,
- zatarcie,
- zużycie ścierne.

Uszkodzenia te wywołują jednocześnie modulacje amplitudy i fazy sygnału drganiowego. Charakter rozkładu czasowo częstotliwościowego ułatwia wnioskowanie diagnostyczne rozróżniając zjawiska zużyciowe oraz umożliwia ich wczesne wykrywanie

4. WYNIKI ANALIZY SYGNAŁÓW DRGANIOWYCH

Badania przeprowadzono w celu sprawdzenia przydatności różnych metod analizy sygnałów drganiowych do wykrywania uszkodzeń kół zębatych takich jak wyłamanie i pęknięcie zęba. Czynne eksperymenty diagnostyczne zostały poprzedzone badaniami symulacyjnymi. Podstawą tych badań był płaski model dynamiczny pary kół o zębach prostych [1]. Model umożliwia symulację pęknięcia zęba poprzez zmianę jego sztywności i wykruszenia zęba poprzez zmniejszenie długości odcinka przyporu. Rejestrowano i analizowano chwilowe wartości przyspieszeń drgań skrętnych kół.

Z przeprowadzonych badań symulacyjnych i laboratoryjnych wynika, że uszkodzenia lokalne takie jak pęknięcie lub wykruszenie zęba wywołują impulsową modulację sygnału generowanego w zazębieniu nie powodując istotnego wzrostu ogólnego poziomu drgań.

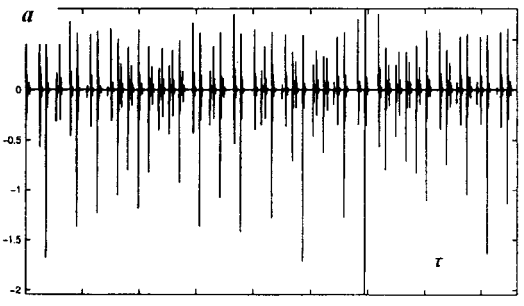
Za pomocą dyskretnej transformaty falkowej analizowano sygnały drgań otrzymane z badań symulacyjnych i eksperymentalnych [5]. Dyskretna transformata falkowa przedstawia sygnał w postaci liniowych kombinacji współczynników a_k i d_i. Ponieważ falka $\psi(t)$ ma charakter pasmowo przepustowy, więc współczynniki d_i zawierają informacje o wyższych częstotliwościach, natomiast współczynniki a_k zawierają informacje w zakresie niskich częstotliwości wraz ze składową stałą. *DWT* umożliwia tzw. dekompozycję wielopoziomową sygnału.

$$x(t) = a_k + \sum_{i=1}^{k} d_i \qquad (3)$$

gdzie:

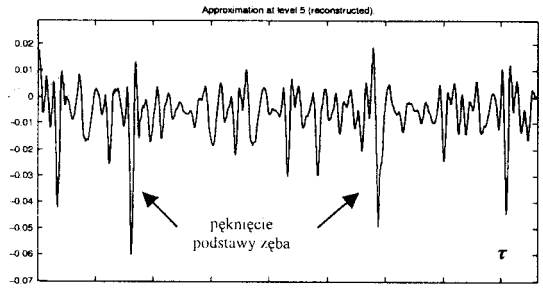
$x(t)$ – sygnał oryginalny,
a_k – przybliżenie sygnału na poziomie k,
d_i – detal na i-tym poziomie,
i – poziom dekompozycji.

Na rysunku 2 przedstawiono przyspieszenia drgań skrętnych kół w przypadku symulacji pęknięcia zęba u podstawy przy jednoczesnym występowaniu odchyłek losowych podziałki. Występowanie tych odchyłek powoduje, że wykrycie i określenie momentu wystąpienia lokalnego uszkodzenia (pęknięcia zęba) jest bardzo trudne.



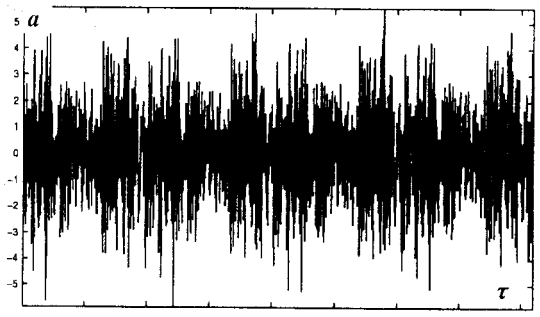
Rys. 2. Przyspieszenia drgań skrętnych kół (a) w przypadku pęknięcia zęba u podstawy dla kół z odchyłkami losowymi podziałki

Rysunek 3 przedstawia wyniki dekompozycji falkowej sygnału przyspieszeń drgań na poszczególne składowe. Do analizy zastosowano funkcję analizującą db4 z rodziny funkcji bazowych Daubechies [5].

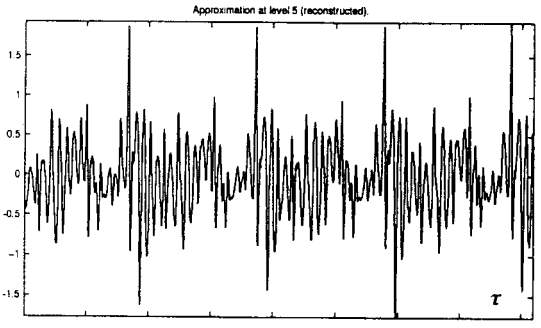


Rys.3. Wynik dekompozycji falkowej sygnału przyspieszenia drgań obwodowych kół w przypadku pęknięcia zęba przy jednoczesnym występowaniu odchyłek losowych podziałki.

Na kolejnym rysunku 4 przedstawiono przebieg czasowy przyspieszeń drgań skrętnych kół w przypadku pęknięcia zęba u podstawy zmierzony na stanowisku FZG, a na rysunku 5 wyniki dekompozycji analizy falkowej tego przebiegu.



Rys. 4. Przyspieszenia drgań skrętnych kół (a) w przypadku pęknięcia zęba u podstawy



Rys. 5. Rezultaty analizy falkowej przyspieszeń drgań skrętnych kół w przypadku pęknięcia zęba u podstawy

Analiza falkowa umożliwia wykrycie lokalnych uszkodzeń w obecności losowych błędów wykonania kół nawet w przypadku sygnału nieuśrednionego synchronicznie. Pozwala, więc na wykrycie uszkodzenia kół w postaci pęknięcia lub wykruszenia zęba. Jednakże nie jest możliwe obecnie stworzenie diagnostycznego modelu odwrotnego, a więc ustalenie rodzaju uszkodzenia na podstawie symptomu [5].

Na rysunku 6 przedstawiono sygnał przyspieszeń drgań skrętnych z przetwornika umieszczonego bezpośrednio na uszkodzonym lokalnie kole. Sygnał został uśredniony synchronicznie za pomocą układu pomiarowego przedstawionego na rysunku 1. W tym przypadku jako sygnał synchronizujący zastosowano impulsy zgodne z czasem powtarzania cyklu skojarzeń zębów. Pomiar przyspieszeń drgań bezpośrednio na kole umożliwia identyfikację lokalnego uszkodzenia. Impulsy związane z wchodzeniem uszkodzonego zęba w przypór są szczególnie dobrze uwidocznione w przebiegu czasowym obwiedni sygnału przyspieszeń. W warunkach przemysłowych tego rodzaju pomiary są trudne do zrealizowania z powodu braku możliwości bezpośredniego pomiaru drgań wirującego koła. Należy podkreślić, że uśrednianie synchroniczne poprawia stosunek sygnału do szumu, jednak sygnał synchronizujący powinien być generowany z dokładnością wyższą niż czas próbkowania t_p.

Zastosowanie analizy czasowo-częstotliwościowej Wignera-Ville'a umożliwia wykrycie uszkodzenia lokalnego zarówno w przypadku sygnału uśrednionego jak i nieuśrednionego. Na rysunku 7 przedstawiono wyniki analizy czasowo-częstotliwościowej przyspieszeń drgań zarejestrowanych na obudowie łożysk przekładni w przypadku wykruszonego zęba zębnika.

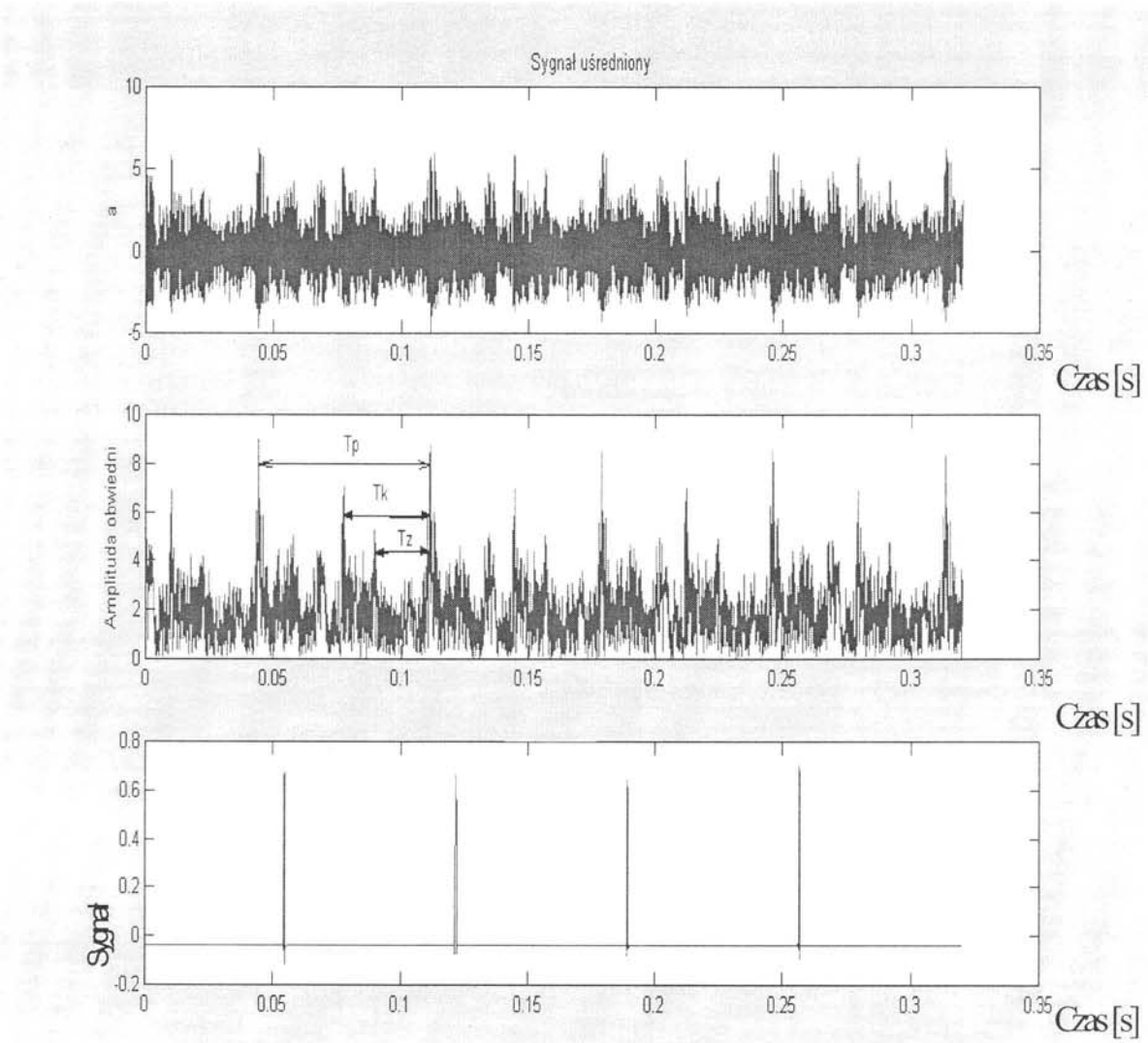
Górny wykres przedstawia zmiany współczynnika kurtozy w funkcji czasu. Współczynnik kurtozy (spłaszczenia) jest jedną ze znanych bezwymiarowych miar stosowanych w diagnostyce uszkodzeń przekładni zębatych. Współczynnik ten dla sygnału o rozkładzie Gaussa ma wartość 3.0. Wzrost wartości współczynnika świadczy o zmianie rozkładu sygnału w dziedzinie amplitudy. Podczas badań zauważono, że zmiany współczynnika kurtozy w oknie czasowym o odpowiednio dobranej szerokości N przesuwanym wzdłuż osi czasu są dobrym symptomem lokalnych uszkodzeń kół. W tym przypadku jako miarę diagnostyczną proponuje się zmodyfikowany współczynnik kurtozy opisany wzorem:

$$K_j = \frac{\frac{1}{N}\sum_{i=j}^{j+N-1}\left(x_i - \bar{x}_j\right)^4}{\left[\frac{1}{N}\sum_{i=j}^{j+N-1}\left(x_i - \bar{x}_j\right)^2\right]^2}, \qquad (5)$$

gdzie:

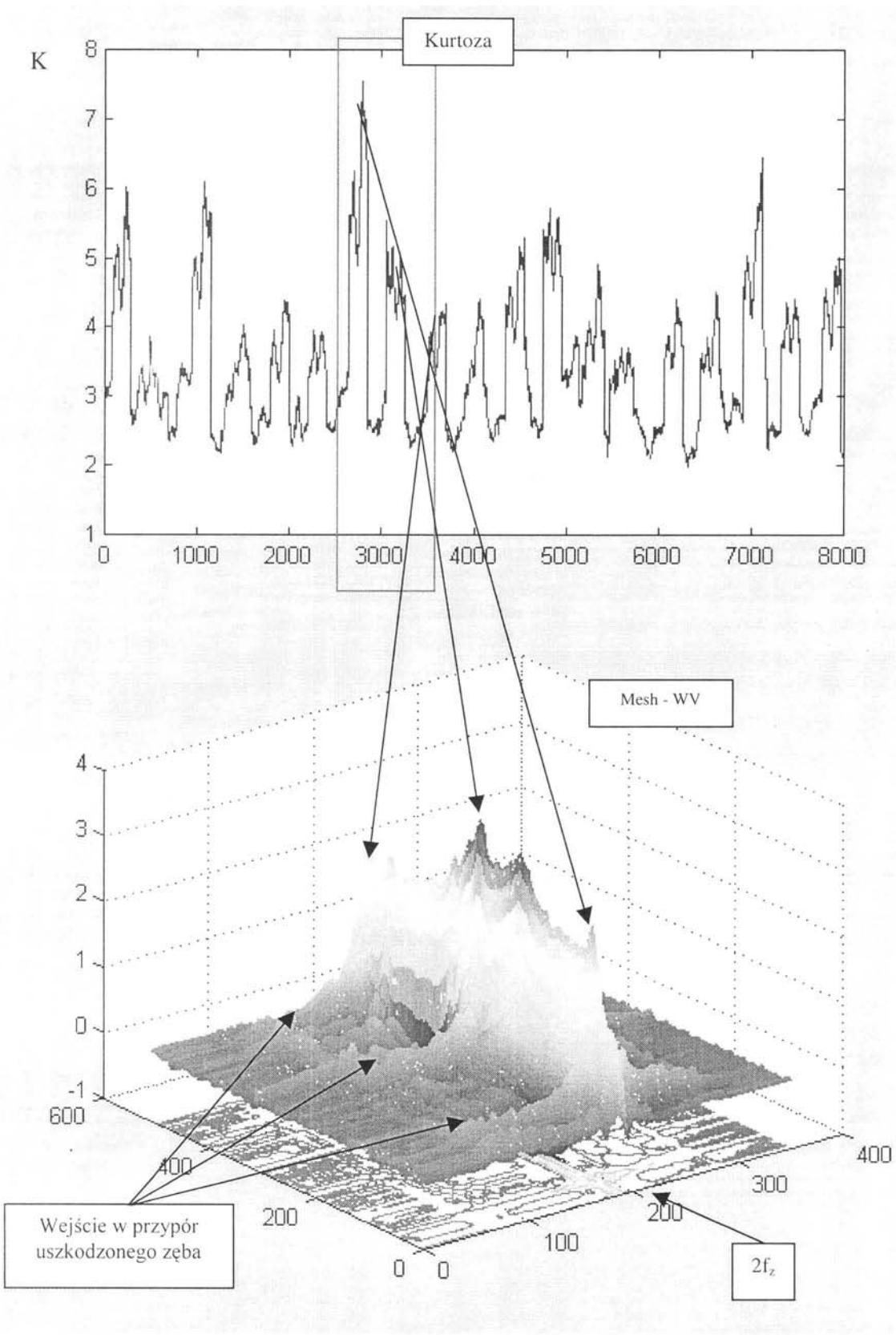
i,j = 1,2,3,... ,

$\bar{x}_j$ - wartość średnia sygnału w oknie czasowym o długości N próbek.

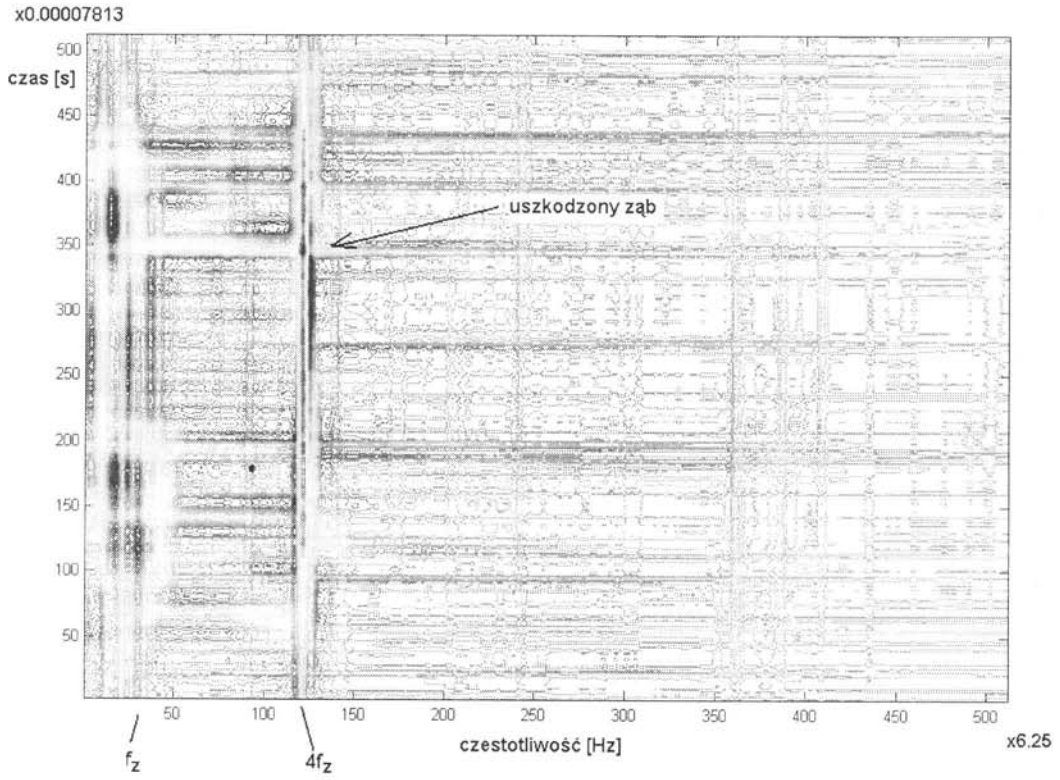


Rys. 6. Uśredniony synchronicznie sygnał przyspieszeń drgań skrętnych, obwiednia sygnału i sygnał synchronizujący – przetwornik umieszczony bezpośrednio na uszkodzonym kole.

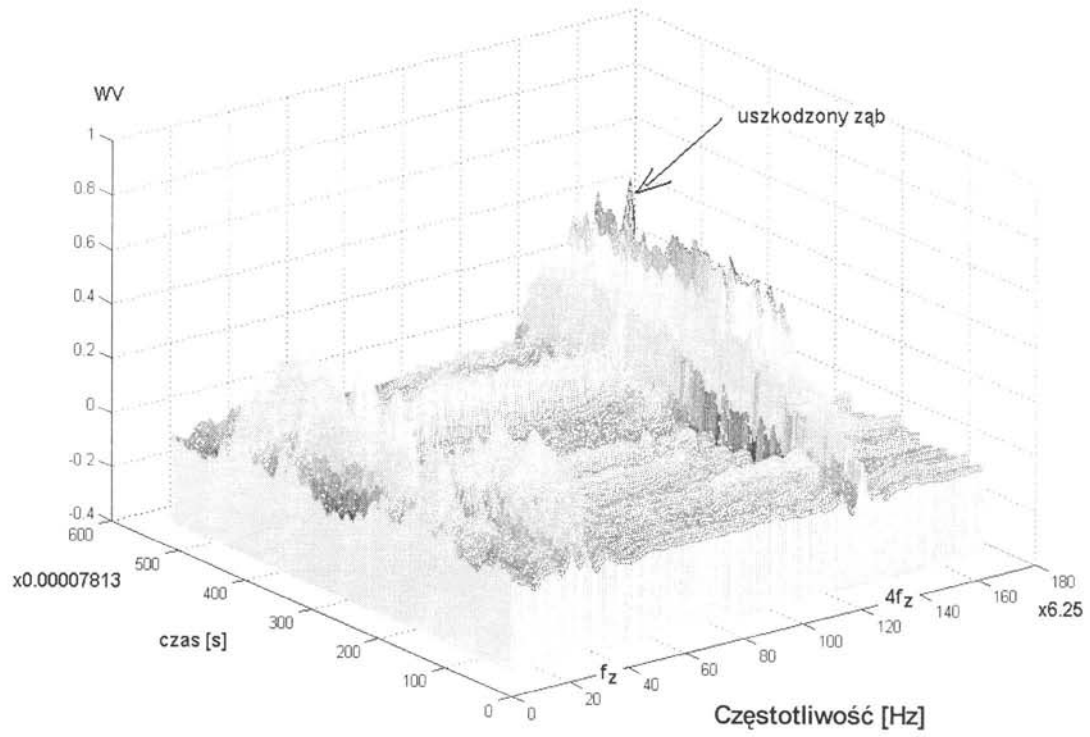
Na dwóch kolejnych rysunkach przedstawiono dwa sposoby prezentacji wyników analizy czasowo-częstotliwościowych WV. Na rysunku 8 przedstawiono dwuwymiarowy konturowy natomiast na rysunku 9 trójwymiarowy wykres. Skala amplitudy jest obrazowana kolorem i dlatego w przypadku publikacji czarno białej bardziej czytelny jest wykres przestrzenny. Na przedstawionych rysunkach można rozróżnić zaburzenia spowodowane wchodzeniem zębów w przypór. Na rysunku 7 w paśmie $2f_z$ strzałkami zaznaczono lokalne ekstrema rozkładu WV wywołane wejściem w przypór uszkodzonego zęba. Jak wynika z rysunków 8 i 9 również w przypadku pęknięcia zęba u podstawy zaobserwowano lokalne ekstrema rozkładu WV widoczne w paśmie f_z i $4f_z$. Niestacjonarność sygnału w paśmie $4f_z$ jest obserwowana w dłuższym okresie czasu obejmującym wejście w przypór kolejnych zębów (rys. 8, 9). Efekty wejścia w przypór uszkodzonych lokalnie zębów są wyraźnie widoczne jednocześnie w dziedzinach częstotliwości i czasu. Pęknięcie zęba u podstawy wywołuje modulację fazową sygnału zazębienia, co uwidacznia się w rozkładzie czasowo-częstotliwościowym (rys.8, 9) w postaci niesymetrycznie rozłożonych wstęg bocznych.



Rys. 7. Zmiany współczynnika kurtozy K_j w funkcji czasu i rozkład WV dla przekładni z wykruszonym zębem zębnika , obciążenie M = 138 Nm, prędkość obrotowa n = 2700 obr/min, przetwornik umieszczony na korpusie łożyska koła, uśrednianie w okresie T_z .



Rys. 8. Czasowo-częstotliwościowy rozkład WV uśrednionego synchronicznie sygnału przyśpieszeń drgań (w przypadku pęknięcia zęba u podstawy)



Rys. 9. Przestrzenny czasowo-częstotliwościowy rozkład WV uśrednionego synchronicznie sygnału przyśpieszeń drgań (w przypadku pęknięcia zęba u podstawy)

5. WNIOSKI

Przedstawione wyniki potwierdzają przydatność analizy czasowo-częstotliwościowej do wykrywania zaburzeń sygnału wywołanych miejscowymi uszkodzeniami kół nawet w przypadku analizy sygnału nieuśrednionego synchronicznie.

Zastosowany współczynnik kurtozy K_j wyznaczany w przesuwanym oknie czasowym o odpowiednio dobranej szerokości jest symptomem wrażliwym na lokalne uszkodzenia kół.

Analiza Wignera-Ville'a jest użytecznym narzędziem do wykrywania impulsowych zaburzeń w szerokopasmowym widmie drgań. Przestrzenny rozkład WV sygnału przyspieszeń przekładni z lokalnymi uszkodzeniami dostarcza większą ilość informacji o rozkładzie energii drgań wywołanych uszkodzeniem. Na podstawie przeprowadzonych badań można stwierdzić, że celowe jest stosowanie analizy WV do diagnozowania lokalnych uszkodzeń łącznie z klasycznymi metodami analizy sygnałów, które ułatwiają poprawną MATLAB interpretację wyników analizy WV.

LITERATURA

[1] Dąbrowski Z., Radkowski S., Wilk A.: Dynamika przekładni zębatych. Warszawa-Katowice-Radom 2000.

[2] Lee S. K., White P. R.: Detection of impulsive sound and vibration signal using the sliced Wigner fourth order moment spectra (SWFOMS). INTER-NOISE 99, Florida, USA.

[3] Krishnappa G., Donovan M.: Some examples of signal analysis techniques to diagnose faults in machines. VI INTERNATIONAL CONGRESS ON SOUND AND VIBRATION 1999, Copenhagen, Denmark.

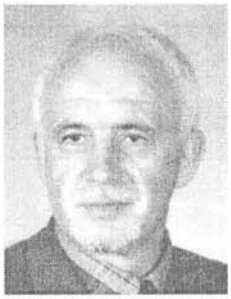
[4] Radkowski S.: Bispektralna analiza sygnału wibroakustycznego. Kongres Diagnostyki Technicznej, Gdańsk 1996.

[5] Wilk A., Łazarz B., Madej H.: Wavelet Analysis in Diagnosis of Selected Damages in Toothed Wheels. Machine Dynamic Problems, 1999, vol. 23, No 2, str. 45-53.

[6] Wilk A., Madej H., Łazarz B.: Diagnostic of Industrial Gear. VI International Congress on Sound and Vibration, Copenhagen, Denmark 1999.

[7] Wilk A., Madej H., Łazarz B.: Struktura częstotliwościowa widma drgań przekładni z lokalnie uszkodzonymi kołami XXVIII Ogólnopolskie Sympozjum DIAGNOSTYKA MASZYN, Węgierska Górka 2001.

Andrzej Wilk - profesor w Instytucie Transportu Politechniki Śląskiej, dyrektor Instytutu. Specjalizuje się w zakresie diagnostyki wibroakustycznej przekładni zębatych, wspomaganego komputerowo konstruowania napędów zębatych oraz budowy pojazdów samochodowych. Członek kilku Sekcji Komitetu Budowy Maszyn oraz Transportu, naukowych towarzystw krajowych i zagranicznych, w tym International Institute of Acoustics and Vibration (USA).Współzałożyciel i v-ce prezes Zarządu Głównego Polskiego Towarzystwa Diagnostyki Technicznej.



Henryk Madej - adiunkt w Instytucie Transportu Politechniki Śląskiej. Specjalizuje się w zakresie wibroakustyki maszyn, diagnostyki przekładni zębatych, metod przetwarzania sygnałów oraz elektroniki i elektrotechniki samochodowej. Członek Polskiego Towarzystwa Diagnostyki Technicznej.

Bogusław Łazarz - adiunkt w Instytucie Transportu Politechniki Śląskiej. Specjalizuje się w zakresie diagnostyki wibroakustycznej przekładni zębatych, modelowania i wspomaganego komputerowo projektowania układów przeniesienia napędu z przekładnią zębatą oraz metod przetwarzania sygnałów. Członek Polskiego Towarzystwa Diagnostyki Technicznej i Sekcji Podstaw Eksploatacji Komitetu Budowy Maszyn.

OKREŚLENIE RELACJI DIAGNOSTYCZNYCH W UKŁADZIE TURBODOŁADOWANIA ŚREDNIOOBROTOWEGO SILNIKA SPALINOWEGO

Andrzej ADAMKIEWICZ, Gustaw MICHALEC

Akademia Marynarki Wojennej, Wydział Mechaniczno – Elektryczny,
81-103 Gdynia, ul. Śmidowicza 69; e-mail: aadam@amw.gdynia.pl

Streszczenie

W pracy zaprezentowano obiekt badań wykorzystany w eksperymencie diagnostycznym oraz metodykę jego przeprowadzenia, pozwalającą określać relacje diagnostyczne w układzie turbodoładowania. Pokazano niektóre z otrzymanych wyników badań, umożliwiające identyfikację relacji wśród rejestrowanych parametrów cieplno – przepływowych i drganiowych układu turbodoładowania, przeprowadzając ich ogólną systematyzację.

DETERMINING THE DIAGNOSTIC RELATIONS FOR MEDIUM - ROTATIONAL TURBOCHARGED COMBUSTION ENGINE

Abstract

In paper an investigation object in diagnostic experiment, as well as methodology of his execution, permitting to define diagnostic reports in arrangement of diesel engine turbocharger system was presented. It was show too, some received results of investigations, which enabled identification of report among registered thermal - flowery and vibration parameters, arrangement of diesel engine turbocharger system, curry out theirs general systematization.

Słowa kluczowe: diagnostyka, silnik spalinowy, symptom, układ turbodoładowania, turbosprężarka.

1. Wprowadzenie

Każdy stan układu turbodoładowania silnika okrętowego może być wyrażony przez zbiór wartości liczbowych charakteryzujących jego strukturę oraz intensywność procesów zachodzących w czasie funkcjonowania silnika. Jest to więc nic innego, jak zbiór wartości liczbowych zmiennych, w danym momencie jego czasu życia opisujących badany silnik.

Mogą być one określane bezpośrednio na podstawie badań poszczególnych elementów silnika lub ich współdziałania. Jednak często jest to niemożliwe bez ingerencji w strukturę konstrukcyjną silnika. Innym wariantem oceny stanu technicznego silnika może być wykorzystanie tzw. systemów ekspertowych bazujących na zebranej wcześniej, odpowiednio opracowanej, sformalizowanej wiedzy i opinii ekspertów. Pozyskanie jednak takich informacji jest tylko pozornie proste.

Najczęściej stosowane metody pośrednie oceny stanu silnika polegają na obserwacji sygnałów i procesów związanych z ich działaniem. Wówczas sygnałem diagnostycznym jest nośnik materialny, najczęściej przebieg (cecha, miara) wielkości fizycznej umożliwiający wnioskowanie diagnostyczne. Pełnym opisem wnioskowania diagnostycznego są zbiory cech w postaci liczb i funkcji, ukazujące prawdopodobne stany i możliwości dalszej eksploatacji silnika. W praktyce każdy opis stanu silnika jest ograniczony dostępnością parametryczną i jest modelem budowanym na podstawie przyjętych założeń i rozpoznanych wcześniej relacji. Modelowy opis silnika powinien być na tyle adekwatny, by odzwierciedlał zmiany stanu silnika i wystarczająco wyróżniał zmiany zachodzące w rzeczywistym obiekcie. Artykuł prezentuje możliwości pozyskiwania relacji diagnostycznych w oparciu o przeprowadzony eksperyment diagnostyczny.

2. Obiekt badań

W charakterze obiektu badań wybrany został układ turbodoładowania okrętowego silnika średnioobrotowego typu Sulzer 6AL 20/24 [1,2]. Jego wybór został podyktowany następującymi względami:

- licznością tego typu układów stosowanych w silnikach napędu głównego w okrętownictwie,
- racjonalnością i dostępnością pomiarową procesu eksploatacyjnego.

Silnik okrętowy typu 6AL 20/24 zainstalowany w laboratorium AMW jest czterosuwowym, doładowanym, rzędowym, wysokoprężnym silnikiem spalinowym, z bezpośrednim wtryskiem paliwa, chłodzonym wodą, z odbiornikiem energii przez hamulec wodny typu Frouda. Podstawowe dane techniczne silnika przedstawiono w tab. 1.

Tabela 1 Dane techniczne silnika SULZER 6AL 20/24

Lp	Nazwa	Oznaczenia	Jednostka miary	Wartość
1	Liczba cylindrów	z	-	6
2	Średnica cylindra	D	mm	200
3	Skok tłoka	S	mm	240
4	Stopień sprężania	ε	-	12,7
5	Nominalna prędkość obrotowa	n_n	min^{-1}	750
6	Średnia prędkość tłoka	c_{sr}	m/s	6.0
7	Moc nominalna	N_n	kW	420
8	Średnie ciśnienie użyteczne	p_e	MPa	1,5
9	Ciśnienie wtrysku paliwa	p_{wtr}	MPa	25
10	Największe ciśnienie spalania	p_{max}	MPa	11.0
11	Kolejność zapłonów	-	-	1-4-2-6-3-5
12	Ciśnienie doładowania	p_d	MPa	0,195
13	Współczynnik nadmiaru powietrza	λ	-	2,2

Turbosprężarka NAPIER C- 045

Silnik jest wyposażony w turbosprężarkę typu Napier C-045 wyprodukowaną przez WSK Rzeszów. Turbosprężarka ta składa się z trzyczęsciowego kadłuba, w którym umieszczono zespół wirnikowy, składający się z: jednostopniowej turbiny promieniowej i sprężarki osiowej, osadzonych w łożyskach ślizgowych. Łapa montażowa turbosprężarki stanowi jedną całość z jej kadłubem środkowym. W tab. 2 przedstawiono podstawowe dane techniczne turbosprężarki i układu doładowania silnika.

Tabela 2 Dane techniczne turbosprężarki

Lp	Nazwa	Oznaczenia	Jednostka miary	Wartość
1	Liczba łopatek sprężarki	z_S	-	15
2	Liczba łopatek turbiny	z_T	-	13
3	Masa turbosprężarki	G_{TS}	kg	75
3	Masa zespołu wirnikowego	G_w	kg	12
4	Spręż	Π	-	2.8
5	Maksymalna prędkość obrotowa	n_{TS}	min^{-1}	41000
6	Strumień masy powietrza	$\dot{m}_{pow}$	m^3/h	31 – 76
7	Wymiary sprężarki	D_1,D_2,b_1	mm	218-123-14,5
8	Wymiary turbiny	D_1,D_2,b_1	mm	181-122-32,5

3. Metodyka badań

Wobec niepełnej informacji o stanie projektowym układu turbodoładowania: silnik Sulzer 6AL 20/24 – turbosprężarka Napier C-045, jako stanu porównawczego, obserwacje ograniczono do poszukiwania relacji dla stanów układu oznaczanych jako *1*, 1_S, *k*, *k+1* oraz początkowego dostępnego pomiarowo:

- stan początkowy *0* – badano pełny zakres obciążenia silnika bez symulacji zakłóceń zewnętrznych,
- stan *1* - badano pełny zakres obciążenia silnika bez symulacji zakłóceń zewnętrznych;
- stan 1_S - badano pełny zakres obciążenia silnika z symulacją zakłóceń zewnętrznych: generowano drgania i zakłócenia aerodynamiczne poprzez symulację zanieczyszczenia filtra powietrza i dławienie na wylocie spalin;
- stan *k* – badano pełny zakres obciążeń silnika po upływie pewnego czasu kalendarzowego;
- stan *k+1*- badano pełny zakres obciążenia silnika po upływie kolejnego etapu eksploatacji i zaistnienia niezamierzonego zdarzenia eksploatacyjnego.

Dla określenia relacji diagnostycznych w układzie turbodoładowania założono, że zbiory cech diagnostycznych i funkcjonalnych są znane, za wyjątkiem zbiorów cech konstrukcyjnych [3]. Zależność wiążąca ze sobą cechy funkcjonalne traktowane jako parametry uogólnione z cechami diagnostycznymi, tworzy relacje diagnostyczne wykorzystywane do oceny globalnego stanu zdatności układu turbodoładowania, jako zbiór wybranych par cech funkcjonalnych *f* i symptomów *s*

$$\Re_G = \{(f,s): f \in F, s \in S\} \quad (1)$$

Relację tą zapisano formalnie jako podzbiór w iloczynie kartezjańskim zbiorów *F* i *D*

$$\Re_G(F,S) \subset F \times S \quad (2)$$

Do poszukiwania niesprawności w podukładach i maszynach były wykorzystywane relacje typu cecha diagnostyczna – symptom stanu [7]

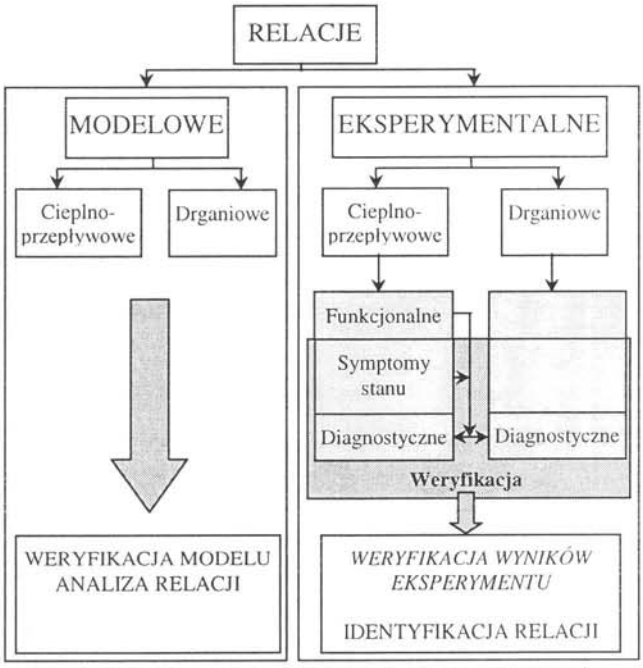
$$\Re_{TM} = \{(d_M, s_M): d_M \in D_M, s_M \in S_M\} \quad (3)$$

i analogicznie mogą być one zapisane w postaci

$$\Re_{TM}(D_M, S_M) \subset D_M \times S_M \quad (4)$$

jako podzbiory w zbiorze wszystkich par (d_M, s_M).

Na rys. 1 przedstawiono klasyfikację cech i ich wzajemne relacje w zadaniu diagnostycznym.



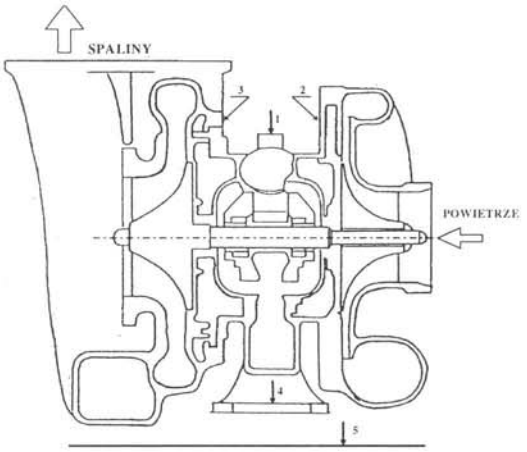
Rys. 1. Schemat systematyzacji cech do poszukiwania relacji diagnostycznych

W charakterze cech diagnostycznych i symptomów stanu wykorzystano parametry cieplno – przepływowe [2] oraz drganiowe [4,6]. Na rys. 2 przedstawiono usytuowanie punktów pomiarowych parametrów drganiowych na schemacie turbosprężarki [4].

KONFIGURACJA	ARGUMENT r
A	1+2
B	1+3
C	2+3
D	1+4
E	1+5

Eksperyment przeprowadzono w czterech sekwencjach czasowych użytkowania silnika. Pomiary parametrów drganiowych turbosprężarki wykonywano równocześnie w dwóch punktach, dla konfiguracji A ... E położeń *r* punktów pomiarowych.

Ocena składowych drgań wirujących mas, pochodzących od ruchu obrotowego, dokonywana była na podstawie analizy synchronicznej [4,5].

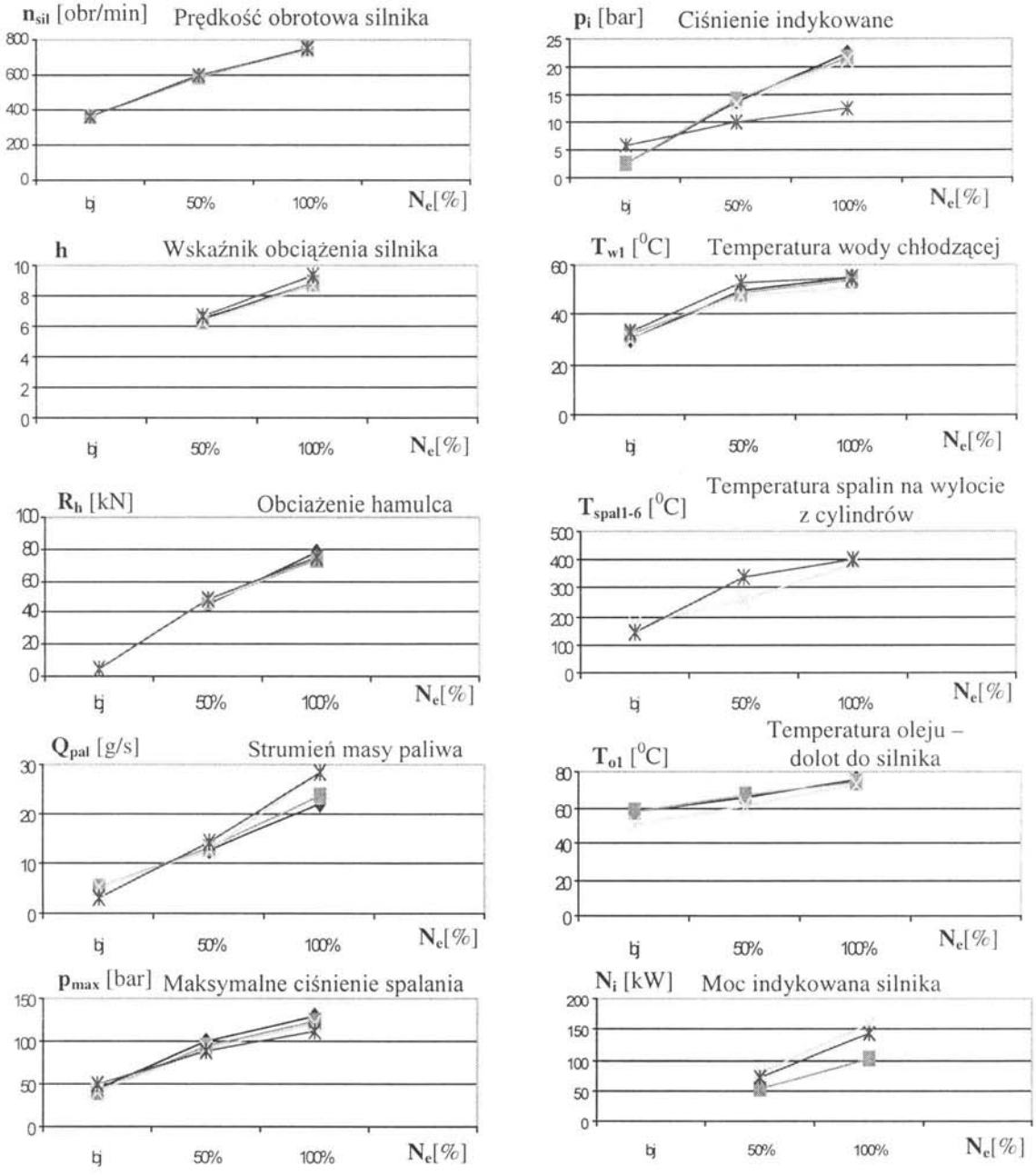


Rys. 2. Schemat turbosprężarki z naniesionymi punktami pomiarowymi przetworników drganiowych 1 - kadłub środkowy; 2 - kadłub sprężarki; 3 - kadłub turbiny; 4 - łapa fundamentowa ; 5 - kadłub silnika

4. Wyniki badań

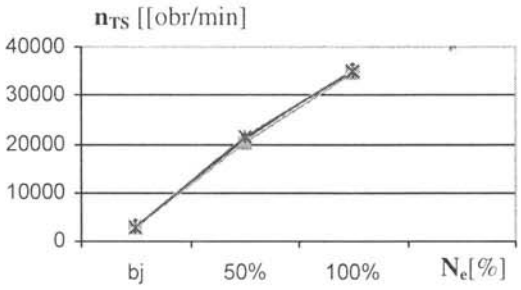
Poszukiwanie relacji diagnostycznych przeprowadzono zgodnie z siecią relacji w zadaniu diagnostycznym [7]. Otrzymane wyniki pomiarów cieplno przepływowych zestawiono w tabelach, co umożliwiło następnie ich przedstawienie graficzne. Dla jednego z wariantów mocowania czujników, tutaj **1-2,** na rys. 3a i 3b pokazano ich zmiany, odpowiednio dla silnika i turbosprężarki, na których oznaczono:

Na rys. 4 pokazano parametry drganiowe dla jednego z zakresów pracy silnika (biegu jałowego), które odpowiadają określonym parametrom cieplno-przepływowym, tworząc relacje diagnostyczne w układzie.

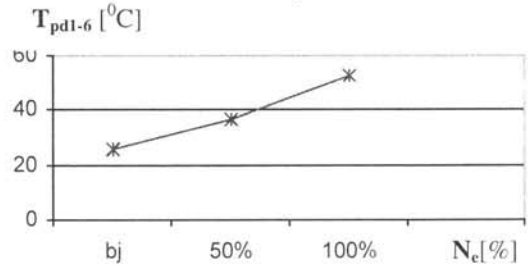


Rys. 3a. Parametry silnika

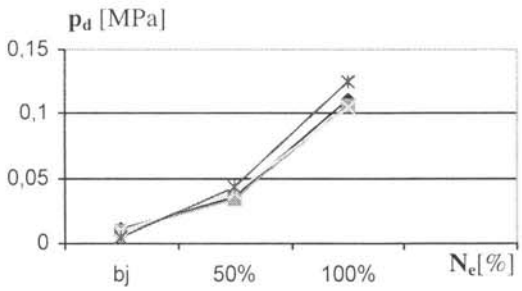
Prędkość obrotowa turbosprężarki



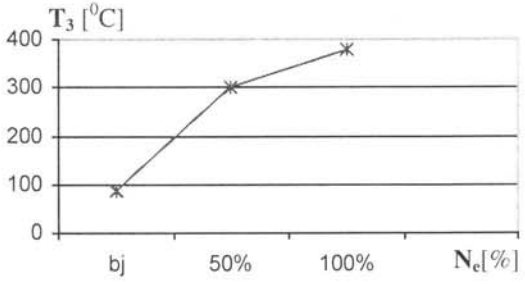
Temperatura powietrza doładowującego na w locie do cylindra



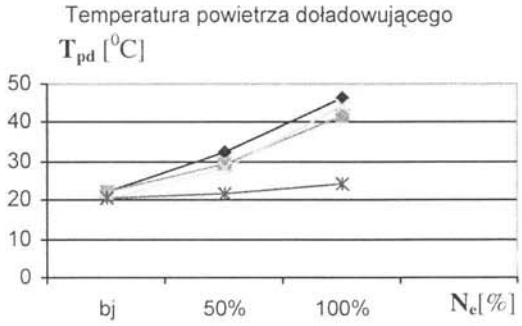
Ciśnienie powietrza doładowującego



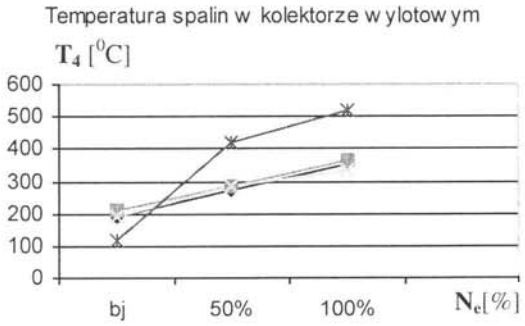
Temperatura spalin przed turbiną



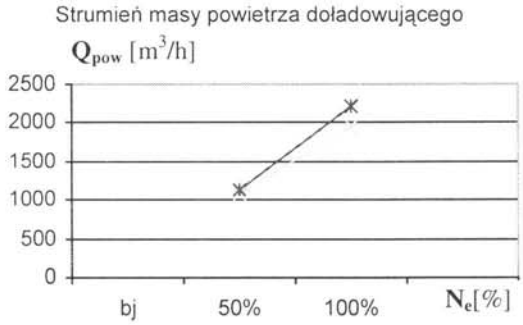
Temperatura powietrza doładowującego



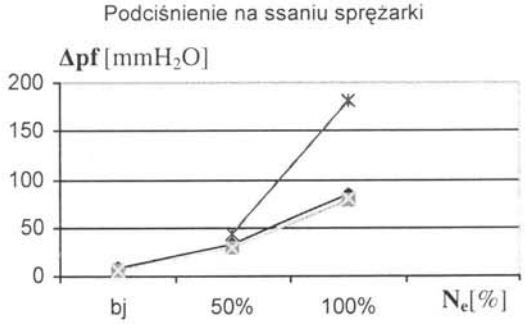
Temperatura spalin w kolektorze wylotowym



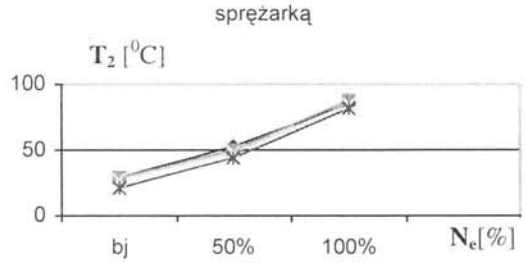
Strumień masy powietrza doładowującego



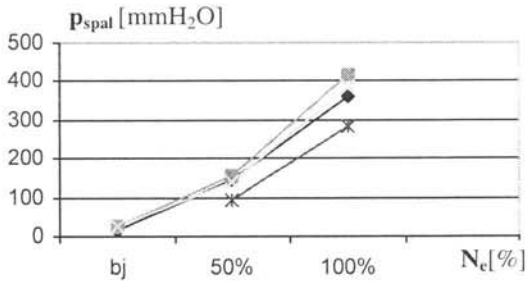
Podciśnienie na ssaniu sprężarki



Temperatura powietrza doładowującego za sprężarką



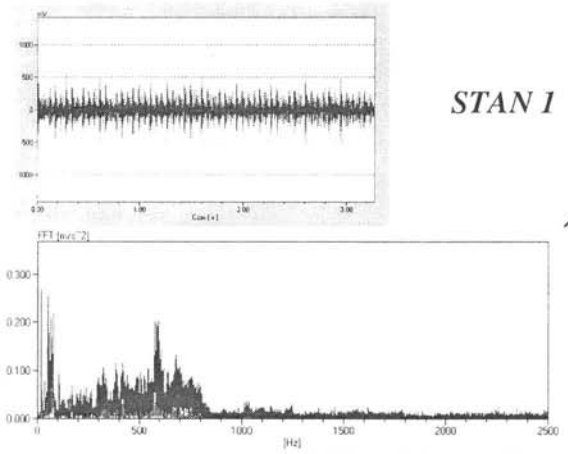
Przeciwciśnienie spalin na wylocie



Rys.3b. Parametry turbosprężarki

Przedstawione wyniki pomiarów na biegu jałowym silnika ujawniły zmiany wartości takich parametrów jak:

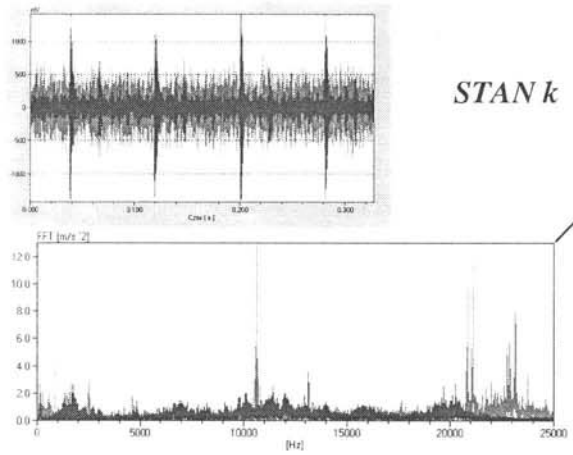
- strumień masy paliwa (dawka paliwa),
- średnie ciśnienie indykowane,
- temperatura spalin na wylocie,
- temperatura oleju na dolocie do silnika,
- temperatura powietrza doładowującego,
- temperatura spalin w kolektorze wylotowym,
- zmiana wartości modułu transformaty Fouriera,
- subharmoniczne występujące na biegu jałowym i na zakresie obciążenia 50%.



STAN 1

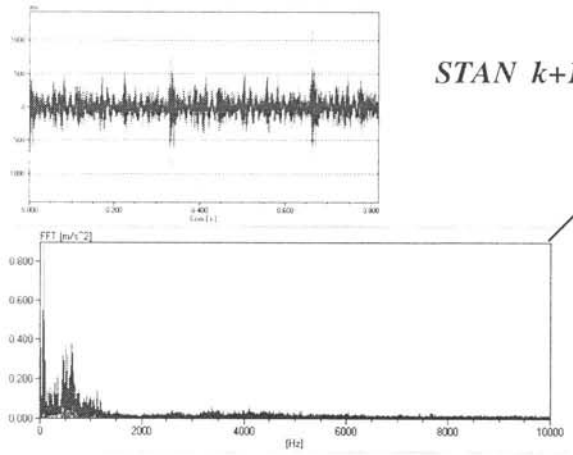
Wartość modułu transformaty Fouriera

Oś / f_0	1/3	½	0,42-0,48	1	2	13	15
X	0,369	0,104	0,264	0,38	0,212	0,029	0,107
Y	0,048	0,112	0,267	0,157	-	0,035	0,024



STAN k

Oś / f_0	1/3	½	0,42-0,48	1	2	13	15
X	-	-	-	-	-	0,311	0,167
Y	-	-	-	-	-	0,047	0,038



STAN k+1

Oś / f_0	1/3	½	0,42-0,48	1	2	13	15
X	-	-	0,37	0,547	0,299	0,294	0,135
Y	-	-	0,132	0,129	0,087	0,057	0,028

Rys. 4. Wyniki badań zmian parametrów drganiowych łożysk i zespołu wirnikowego turbosprężarki

5. Podsumowanie

Zaprezentowane wyniki pomiarów parametrów cieplno – przepływowych i drganiowych wykazały występujące różnice wartości pomiędzy poszczególnymi seriami pomiarowymi. Są one podstawą do budowy relacji diagnostycznych w różnych konfiguracjach, w zależności od podatności diagnostycznej silnika, jak i posiadanych narzędzi pomiarowych. Ilość nagromadzonego materiału eksperymentalnego w poszczególnych seriach pomiarowych na różnych zakresach obciążeń silnika i wariantach usytuowania czujników drganiowych wymaga celowanego poszukiwania relacji diagnostycznych, pod kątem określonej niesprawności. Zakładając mały poziom zakłóceń, można zastosować symptomowe modele relacji diagnostycznych typu regresyjnego, z addytywnymi zakłóceniami, poszukując relacji w układach:

- symptomy niesprawności - cechy stanu,
- cechy stanu - symptomy niesprawności,
- zbiór symptomów niesprawności - cecha eksploatacyjna stanu silnika, np. czas kalendarzowy, wykorzystany zasób pracy, itp.

Wymagają one jednak nagromadzenia odpowiednio dużego zbioru doświadczeń.

Literatura

1. ADAMKIEWICZ A., MICHALEC G.: *General Diagnostic Model of a Marine Diesel Engine Turbocharger.* Marine Technology Transaction Vol. 11, 2000 p.25-40.

2. ADAMKIEWICZ A., MICHALEC G.: *Identyfikacja relacji diagnostycznych w turbodoładowarce okrętowego silnika spalinowego.* Materiały konferencji DIAGNOSTYKA'99, ATR Bydgoszcz – Borówno, czerwiec 1999, t. I, str.7 – 18.

3. MICHALEC G., ADAMKIEWICZ A., WITKOWSKI K.: *Model Diagnostic Relations in a Marine Diesel Turbocharger System*, II Internationally Scientifically - Technical Conference EXPLO – DIESEL & GAS TURBINE '01, Gdańsk – Międzyzdroje – Kopenhaga, April 23-27, 2001. Vol. 1, pp. 197 - 208.

4. ADAMKIEWICZ A., MICHALEC G.: *Ocena stanu dynamicznego turbodoładowarki okrętowego silnika spalinowego,* Problemy Eksploatacji - Zeszyty Naukowe Instytut Technologii Eksploatacji, Radom 1999, Nr 2/99, str. 9 - 20.

5. Cempel Cz.: *Podstawy wibroakustycznej diagnostyki maszyn,* WNT, Warszawa 1989.

6. ADAMKIEWICZ A., ŁUTOWICZ M.: *An attempt to evaluate the technical condition of a ship auxiliary driving unit with a gas turbine on the basis of vibrations,* Marine Technology Transactions, Polish Academy of Science, Branch in Gdańsk 2000, Vol. 11, pp. 3-24.

7. ADAMKIEWICZ A.: *Relacje diagnostyczne w okrętowych turbinowych silnikach spalinowych,* Problemy Eksploatacji, 3/2001, Instytut Technologii Eksploatacji, Radom, str. 9-20.

Andrzej Adamkiewicz - absolwent Wydziału Technicznego WSMW w Gdyni z 1971 oraz Akademii Marynarki Wojennej w St. Petersburgu na kierunku okrętowe napędy paro i gazo - turbinowe. Wieloletni mechanik na okręcie szkolnym, a następnie nauczyciel akademicki Wydziału Mechaniczno – Elektrycznego AMW, aktualnie adiunkt – prodziekan ds. dyd. WME AMW. Tytuł doktora nauk technicznych uzyskał w IMP PAN w Gdańsku Zainteresowania naukowe i dydaktyczne: okrętowe turbinowe silniki spalinowe i problemy ich eksploatacji. Ostatnie prace dotyczą przydatności diagnostycznej parametrów pracy tych silników oraz diagnostyki układu turbodoładowania okrętowych silników spalinowych.

Gustaw Michalec - absolwent Akademii Marynarki Wojennej z roku 1990, oficer mechanik eksploatujący siłownię okrętów wojennych z tłokowymi silnikami spalinowymi w latach 1990 - 1998, następnie asystent w Instytucie Technicznej Eksploatacji Okrętu zajmujący się diagnostyką układów turbodoładowania silników spalinowych. Pracę dydaktyczną stanowiły wykłady i ćwiczenia z Eksploatacji Mechanicznych Urządzeń Okrętowych. Aktualnie pracuje nad rozprawą doktorską.

NON-DESTRUCTIVE DAMAGE EVALUATION IN COMPOSITES USING VIBROACOUSTIC TECHNIQUES - A REVIEW

Daniel KUJAWSKI

Department of Mechanical and Aeronautical Engineering,
College of Engineering and Applied Sciences

Western Michigan University
Kalamazoo, MI 49008-5065

Stanisław RADKOWSKI

Institute of Machine Design Fundamentals
Warsaw University of Technology

Narbutta 84, 02-524 Warsaw, Poland
tel.: +48 22 1033 660 82 76, fax: +48 22 1033 660 86 22, e-mail: ras@simr.pw.edu.pl

Summary

The current literature on non-destructive damage evaluation in composites using vibroacoustic techniques is reviewed. A number of techniques for non-destructive characterization of the existence and the location of cracks, delamination, or other type of damages in composite materials and structures are presented and discussed. Particular attention was paid to the increasingly extensive use of advanced methods of vibroacoustic diagnosis, including the methods of time-and-frequency signal representation, analysis of properties of smart materials and method of multi-dimensional spectral analysis.

Key words: technical diagnostics, vibroacoustic parameter diagnostic, damage evaluation.

WYKORZYSTANIE TECHNIK WIBROAKUSTYCZNYCH W NIENISZCZĄCYCH BADANIACH USZKODZEŃ KOMPOZYTÓW – PRZEGLĄD

Streszczenie

W pracy zawarto przegląd ostatnich publikacji poświeconych zagadnieniom wykorzystania technik diagnostyki wibroakustycznej w badaniach powstawania i rozwoju uszkodzeń materiałów kompozytowych. Zaprezentowano i przedyskutowano różne możliwości wykorzystania metod nieniszczących w zadaniach identyfikacji, lokalizacji różnych typów uszkodzeń w tym pęknięć i delaminacji. Szczególna uwagę zwrócono na fakt coraz szerszego wykorzystania zaawansowanych metod diagnostyki wibroakustycznej, w tym metody czasowo – częstotliwościowej reprezentacji sygnału, analizy właściwości materiałów inteligentnych, metod wielowymiarowej analizy spektralnej.

Słowa kluczowe: diagnostyka techniczna, wibroakustyczne parametry diagnostyczne, identyfikacja uszkodzeń.

1. INTRODUCTION

Metals

For metals, NDE techniques generally examine for cracks or crack like defects that can be detected and measured and used subsequently in fracture mechanics life/strength evaluation. Usually, there is one dominant crack that would grow to a critical size and consequently lead to fracture. A periodic inspection is performed in order to detect a new crack and to monitor the development of an existing crack. For homogenous materials such as metals, cracks usually initiate in regions with stress concentrations where most of the damage is confined. Therefore, the highly stressed regions of a part/structure are usually scanned for cracks or crack like defects. It is well known that radiographic and/or ultrasonic methods can be effectively used to detect such defects.

Composites

Composite materials introduce a whole new level of difficulty into NDE due to their nonhomogenouty and inherently complex structure. In addition, during their manufacturing processing a large number of pre-existing flaws may be introduced. For example, in the case of fibrous composites fabrication induced defects may include voids, porosity, inclusions, matrix cure state and fiber damage. During service loading other types of damage may be developed such as: matrix cracking, interfacial debonding, fiber breakage, and delamination. Usually the final failure will be due to a combination of these. Most often the damage initiates in micro level from pre-existing flaws and then progresses towards macro level as macrocraking and delamination.

The NDE techniques should be able to discriminate each of these damage types and their growth. Most of the NDE methods developed for metals are insensitive to one or more of these types of damage. To complicate matter further, the damage in composites is not localized but is rather dispersed due to their inherent complex structure. Therefore, for composite materials it is much more important to monitor the integrity or overall damage development process than to simply perform an inspection and try to assess its damage state by measuring the existing cracks or crack-like defects.

2. BACKGROUND OF NDE METHODS FOR COMPOSITES

The NDE methods can be classified as either qualitative or quantitative (Boxwell, 1997). In qualitative methods the current evaluation results are compared against a previously set standard. On the other hand, in quantitative methods the certain properties are measured which in turn offer an approximation of a part actual stiffness or strength.

Qualitative NDE methods search for interactions of defects and flaws in the composite materials with the inspection technique employed. Depending on the technique employed it can be the difference in ultrasound signal velocity, energy attenuation (sound or x-ray), geometric perturbations on a surface or differences in thermal conductivity. Methods used for flaw detection include radiography (x-ray and neutron), ultrasonic (through transmission and pulse echo), thermal (active, passive and thermal wave induced), optical (shadow, moiré interferometry, holography, speckle interferometry and shearography) and acoustic emission to name a few (Boxwell, 1997). Evaluation of the severity of the flaw or defect on the part strength or stiffness must be generated by some other means using fracture or damage mechanics approaches.

Quantitative NDE methods, on the other hand, monitor one or more actual mechanical properties of the material or part being inspected. Often the actual modulus is the property being measured and the NDE technique simply monitors resonant frequency shifts, change in damping of signals or signal velocity in a material. Methods used for qualitative NDE include vibrational (fixed or random input), ultrasonic wave velocity, acoustic emission, and acousto-ultrasonic. The results of these inspections can be directly related back to a specific property of the material, part or structure (Boxwell, 1997) .

2.1 Vibrational NDE (VNDE) Techniques

The feasibility of using measurable changes in vibrational characteristics to detect damage in composite parts or structures has been demonstrated by a number of investigators (Schultz and Warwick, 1971; DiBennedetto et al., 1972; Adams and et al., 1975; Gibson and Plunkett, 1976; Cawley and Adams, 1978; Gibson and Wilson, 1979; Adams and Cawley, 1985; Tracy et al., 1985; Lee et al. 1987; Adams, 1987; Tsai and Yang, 1988; Tittmann, 1989; Crane and Gillespie, 1991; Shelby et al., 1991; Sanders et al., 1992; Vaidya and Raju, 1994; Karabutov and Podymova,1995; Boxwell, 1997; among others). Reviews given by Gibson, 1987; Cawley and Adams, 1987; Boxwell, 1997; discussed the effectivness of vibrational response measurements for NDE of composites.

Vibrational NDE (VNDE) techniques have been developed to overcome some of the limitations of other NDE methods. VNDE yields information about the global integrity of the material, parts or structure rather than examine localized variations in mechanical or structural properties. Advantages of VNDE techniques include the ability to make global measurements of large structures in real time, no geometry restrictions, and high sensitivity to a vide variety of damage states. In addition, the use of Fast-Fourier Transformation (FFT) spectrum analyzer permits real-time analysis of vibrational response in the frequency or time domain. Most VNDE techniques yield information on parameters such as material damping and resonance frequency of the structure under test. Mechanical vibration of a structure is a function of the stiffness and damping of the material.

If the defects are in the form of matrix cracks, fiber breakage, delamination or their combination, the stiffness and resonance frequency decreases and the damping increases. The sharpness of the resonance picks is indicative of the damping in the system at Bach of these frequencies. Damping refers to any form of energy dissipation within a vibrating system. Most of the previous efforts have been focused on measuring the chosen vibration characteristics before and after damaging the component or structure.

The vibrational response of fibrous composites is governed by stiffness, damping and mass and therefore the damage effects on these properties are of interest. Some previous studies (Bert and Clary,1974; Bert, 1980; Gibson and Plunket,1977: Gibson and Wilson, 1979; Ting,1980; Ross et al., 1980) have been concentrated with damage-induced

changes in stiffness as found from observed changes in resonant frequencies of composite specimen. Other studies (Salkind,1972; Dibenetto et al., 1972; Cole, 1973; Kummer et al., 1981; Yang et al., 1983 and 1985) have shown that for a variety of structures and loading conditions, damping is generally far more sensitive to microstructural damage than stiffness. Although these studies indicated that frequency and damping changes could be used to qualitatively detect damage, some major problems remain. In particular the experimental results exhibit relatively large scatter, and most the methods used are not suitable for *in situ* evaluation on full scale composite structures.

A number of attempts have been made to use changes in the vibrational characteristics to locate and quantify the damage in composite structures. As early as in 1975 Adams et al. investigated the possibility of detecting the localization of damage by measuring each natural frequency mode. Later Adams et al., 1978, Cawley and Adams,1979, extended the method to detect and locate various type of damage such as holes, cuts, impact and crashing damages in glass-epoxy tubes and two-dimensional carbon fiber reinforced plates. By using a finite element model of the plate and a perturbation analysis of the stiffness and eigenvalue matrices they were able to locate and roughly quantify the damage. Tracy, Dimas and Pardoen, 1985, used vibrational analysis to quantify impact damage in composite plates. Mantena, Gibson and Place, 1986, related changes in damping to degradation and degree of matrix cracking in various composites. They found damping changes to be much higher than changes in either static or dynamic modulus as crack density increases. Cawley and Adams, 1987, point out however, that damping is more prone than modulus to error due to problems such as extraneous damping in the sample support. Crawley and Mohr, 1983, developed a technique of damping measurements for beam-type samples during their free fall in a vacuum chamber. This technique provides to be more accurate because it eliminates any extraneous damping encountered by sample support.

Tsai and Yang, 1988, developed an identification technique in frequency domain to locate and to track the growth of cracks in composite materials used for aircraft structures. This technique uses the system's time response data due to random input excitation of impact loading. From system's transfer function, the system mathematical model, which includes the mass, stiffness, and damping matrices is obtain by the system identification technique. Subsequently, damage to the structure can be detected by monitoring the changes to the parameters appearing in the system mathematical model. The results indicated that the structural damage could significantly affect identified system parameters. Work of Shelby, Tai and Jang, 1991, shows that the storage modulus in an effective parameter for flaw determination. They imply that damping is too erratic for quality control but still can be useful for material characterization in the case of carefully controlled testing. More recently Sanders et al., 1992, developed a theory to detect, locate and quantify damage in composite structures from changes in the measured modal response of the structure. The formulation combines the sensitivity equations developed by Stubbs ,1987; Stubbs et al., 1990; and Telreja's, 1985 and 1987; description of the constitutive behavior of a damaged composite material using internal state variable (ISV) constitutive theory. The ISV were chosen to reflect different type of damage e.g. matrix cracking, delamination, etc.

Cai et al., 1996, use a phase-plot to evaluate damping of free vibration in wood-based material and show that the method is, more consistent (less variability) in measuring the log-decrement than the classical method.. Recently, Doung, 1998, developed a new analysis of nonlinear damping for random loading using quadrature-spectrum. The results indicate that the quadrature spectrum method is an excellent tool for practical hysteresis damping measurements.

2.2 Vibro-Acoustic Evaluation (VAE)

Retrospection

Wheel-tap and coin tapping are probably the oldest vibro-acoustic evaluation (VAE) methods used intuitively for inspection of defects. Wheel tapping test is global inspection in which a tap in a single location is sufficient to evaluate the entire component. In contrast, the coin tapping test is highly localized examination in which individual points on the component/structure are evaluated.

The wheel-tap test has been used to examine rail roads wheels if they were cracked. The principle of wheel-tap test is simple. Every metallic object has characteristic resonance pattern that reflects its integrity, much like cracked and uncracked bell has a specific tone of sound.

The coin-tap test involve tapping a specific location on a structure using a "coin" and judging the quality of the material based on the sound emanated from the tapped region. In principle, a "good" region results in an intense sound as compare to a "dull" for defective one. The difference essentially lies in the frequency content of the sound produced by the tap. Coin-tap test is utilized on a regular basis by skilled and trained operators to detect poorly bonded surface skin and to identify defects in wing components and aerofoil sections (Raju and Vaidya, 1994). Hagemaier and Fassbender, 1978, found that for honeycomb structures the coin tapping test was superior than any other technique except neutron radiography. A major drawback of the coin-tapping test is its operator dependency and largely subjective nature of evaluation. To overcome these shortcomings an acoustic impact technique derived from the coin-tap test has been utilized.

Acoustic Impact Technique (AIT)

The AIT involves the use of an electronic instrumentation for obtaining a reliable estimate of the quality of the material under test. The basic principles of this technique are that a defect or flaw changes the local stiffness and damping of the material under test, thereby influencing vibrational and acoustic response of that area.

Schroeder et al., 1979, used AIT for detection of concealed cracks in jet engine components and in honeycomb and laminated structures. A mechanical pulse was applied to the part and the resulting vibrations were recorded with an accelerometer. The signal was resolved for the "time-to-damp" of these vibrations and used for evaluation purpose. Lange and Moskovenko, 1979, developed an acoustic spectral method which resemblance of AIT. In this method an electrodynamic vibrator was used for excitation and an accelerometer or a microphone as a sensing device. The detected vibrations were converted to electric signals, which were analyzed on a spectrum analyzer. The results indicated that regions with crack like flaws exhibit high-frequency components as compared to "good" regions.

Cawley and Adams, 1988 and 1989, in their experimental and theoretical investigations on instrumented coin-tap testing assumed that difference in the sound produced by defective and "good" area are due to a change in the force input to the test region. By measuring the input force of a striker at different location on the structure it permits a qualitative evaluation of the material quality. They use a spherical-tipped striker equipped with selenoid force gage and the motion of the striker was monitored by an accelerometer. The data analysis comprised of force-time history measurements and comparison of the pulse width and amplitude of the input force at specific location. The results indicated that the defective area with subsurface flaw exhibit reduced "local stiffness" which resulted in lower values of amplitude and large pulse width. In their opinion, the technique had limitations with respect to detecting minor flaws and through-the-thickness defects.

Vaidya, 1988; Vaidya and Murthy, 1990; modified AIT technique by using it with conjunction with acoustic emission (AE) to enhance the defect detectability. The system utilized an electrically activated striker and a 30 kHz AE sensor placed at a fixed distance from the striker. Both time and frequency domain analyses were performed. The results indicated that sensitivity of AIT was enhanced with the use of an AE sensor and localized defects such as fiber breakage and minor inclusions were also detected. Murthy and co-workers, 1989, further developed a microprocessor based portable instrumentation for AIT by recording the localized vibrational response by the AE sensor after the tap. The procedure constitutes of conversing of time domain AE signals to frequency domain, identification of the maximum amplitude and the corresponding frequency in the amplitude spectrum, and storing information. The previously stored value was compared with subsequent tap result and condition for detecting the defects was established.

Recently Raju and Vaidya, 1994, modified further AIT technique. They used conventional AIT measurements (force-time history) in conjunction with AE analysis. The technique using the impacting unit alone (striker with force transducer), and (2) use of AIT in enabled testing in two modes: (1) measurement of force-time history at the location of the tap combination with AE wherein the AE sensor was placed in the vicinity of the impacting area. Thus, if there exists a gross defect such as a delamination, it would be detected by the changes in pulse width and amplitude of the force-time history. Whereas for defects which are embedded, such as fiber breakage, misaligned fibers, variation in interlaminar strength, etc., the detectability of these would be enhanced due to stress wave interaction with defected material in the vicinity of the tap. The material's microstructure modulates and filters the stress wave propagation. Due to low magnitude of the impact the material response is highly localized and provides a paramount means to assess material quality in a region wise manner. By using a mini-shaker as an impact device this modified version of AIT eliminates the mass loading effects associated with placing the impact unit on the test sample.

Another modification of coin tapping test is acousto-ultrasonic technique (AUT) used by Tanary et al., 1992, for characterization and strength prediction of adhesively bonded joints in graphite/epoxy composites. In this AUT technique a broadband transducer was employed to transmit a repetitive series of ultrasonic pulses into the test specimen. A receiving AE transducer was placed at a specific distance from the transmitting transducer to intercept the propagating stress waves resulting from the injected ultrasonic pulses. Stress wave propagation can be related to several parameters that are measurable from an acousto-ultrasonic waveform in time or frequency domain. For example, in time domain these parameters may include signal amplitude, ringdown counts, duration and root-mean-square (rms) amplitude, stress wave factor, etc. An estimation of material defects can be made provided that measurement system is calibrated for variations of the specimen's geometry and material properties.

2.3. Time-and-frequency representation of the signal and simulation techniques

Additional difficulties related to the application of vibroacoustic methods result from the fact that the information on the actually local damage is searched for in a signal generated by a macro-structure. The main problem to which Keye et al., 2001, points to is the minimum change of frequency of free vibration. Thus, in the discussed paper the authors propose

analyzing the changes caused by a defect on the example of more sensitive parameters of the dynamic response of a system, in particular the mode shapes and the value of modal damping The effectiveness of usage of comparative data obtained during the measurements before and after the occurrence of the damage can be enhanced substantially through simulation research on models that account for the influence of damage. This allows not only for detecting the occurrence of damage but in addition allows for locating the damage.

A method that directly addresses the above difficulties was presented by Masuoko and Akire, 2000, by replacing the time-invariant modal representation of an object with a modal model that depends on time and by proposing relevant identification methods. The basis of the identification procedure is the selection of such an SDOF wavelets set which by defining a specific structure of a signal and isolation of this structure from its noise components enables the determination of dominant modes in a dynamic response of the system or of dominant differences.

The new possibilities of diagnosis resulting from the use of smart materials are pointed to by Yan et al., 2001. By using the effect of mechanical and electrical coupling in piezoelectric materials they present a possible to implement system of monitoring of the state of that composite material. The essence of this solution is the evaluation of the changes in the dynamic response of the system depending on the extent and type of defect. Considered as particularly useful in this procedure is the possibility of identification of modal parameters. The results of the analysis are used to obtain a dynamic response of the system that is stimulated and observed with the use of piezoelectric elements playing the role of the actuator and sensor. Then the dynamic response of the activated system is subjected to wavelet analysis in order to detect the characteristic parameters of a defined defect. When selecting the frequency bands, particular role is played by the models related to the distribution of energy in the analyzed system. The authors of the discussed paper consider as the basic difficulty the issue of relevant matching of wavelet decomposition for the earlier selected frequency bands. The diagnosis is formed on the basis of a characteristic vector whose components are the relevantly chosen features for each bandwidth, e.g. volume of signal's energy in a given frequency band. By using random activation we can this way gain noticeable and tangible values of characteristic vectors if any damage occurs. In addition, the size and the distribution of differences related to individual components can be used in the classification procedure when defining the types of defects and their spatial location.

Braun and Feldman, 1997, while analyzing the time-and-space representation of a signal, point to the fact that in contrast to Fourier transformation, in this specific case it is also possible to locate the information in the domain of time. Simultaneous location of a defect in the domains of time and space, as offered by the application of time-and-frequency representation of a signal, enables identification of many various defects at the same time.

An essential problem that has to be resolved is the necessity of using big number of sensors to detect defects in large-size structures. More extensive comments on this issue are presented by Gerardi, 1990, Cronkhite, 1993, Zimmerman et al., 1995.

Schulz et al., 1999, points to the big possibilities of detection of defects with the use of a spatial function of transmittance which embraces the relationship between the results of measurements in various points of the structure. Since transmittance is defined as the ratio of cross-spectral density to auto-spectral density and it is a complex value, hence it contains information on both the amplitude and the phase of relative vibration, and thus it is independent of the influence of any additional environmental disturbance. The measure defining the extent of defect is obtained by comparing relevant parameters of transmittance for different values of frequency. Taking into account the total difference in the whole analyzed frequency band, we can create a relevant integral measure. The relative measure of the extent of damage is created by the authors in a similar way.

The possibilities offered by application of piezoelectric materials induced the researchers to make an attempt to not only detect defects but also to construct and analyze fatigue wear models for smart materials. Detailed description of the related problems was presented by Agnes and Mall, 1999. The basic problem to which the authors point in this case are the issues related to observation and modeling of non-linear effects, in particular the necessity of determining their impact on the mutual phase-and-amplitude relationships between individual modes. The possibility of using for this purpose the methods related to analysis of phenomena of modulation of the model's basic parameters and evaluation of their impact on higher harmonics is presented by Leonard et al., 2001.

Recapitulating, let us note that detection of defects of composite materials calls for application of advanced methods of vibroacoustic signal analysis that support the analysis of non-linear effects, detection of changes in space-and-frequency distribution of signal's power and research on non-stationary phenomena.

The paper was developed and financed as part of stage II of the Priority Program of Warsaw University of Technology entitled Modern Means of Transport.

REFERENCES

[1] Adams, R.D., Walton, D., Flitcroft, J.E., and Short, D., Vibrational Testing as a Nondestructive Test Tool for Composite Materials, Comp. Reliability, ASTM STP 580, Amer. Soc. Test. and Mat., 1975, pp. 159175.

[2] Adams, R.D., Cawley,P., Pye, C.J. and Stone, B.J., A Vibration Technique for Nondestructive Assessing the integrity of Structures, J. Mech. Eng. Sci., 1978, Vol. 20 No.2.

[3] Adams, R.D., and Cawley, P., Vibration Techniques in nondestructive Testing, Nondestructive Testing, Vol. 8, 1985, pp.303-360, ed. R.S. Sharpe, Academic Press Inc.

[4] Adams, R.D., Damping Properties Analysis of Composites, Engineering Materials Handbook, 1987, pp. 206-217.

[5] Agnes G.S., Mall S., Structural Integrity Issues During Piezoelectric Vibration Supression of Composite Structures, Elsevier, Composites: Part B 30, 1999, pp. 727-738.

[6] Bert, C.W. and Clary, R.R., Evaluation of Experimental Method of Determining Dynamic Stiffness and damping of Composite Materials, Composite Material: Testing and Design (3th Conference) ASTM STP 546, 1974, pp. 250-265.

[7] Bert, C.W., Composite Materials: A Survey of the Damping Capacity of Fiber Reinforced Composite, in Damping Applications for Vibration Control, ASME AMD-38, 1980, pp. 53-63.

[8] Boxwell, R.M., Qualitative versus Quantitative Nondestructive Evaluation techniques for Composites, 29`" International SAMPE Technical Conference, 1997, pp. 186-196.

[9] Braun S., Feldman M., Time – Frequency Characteristics of Non – Linear Systems, Mechanical Systems and Signal Processing (1997) 11(4), pp 511-620.

[10] Cai, z., Hunt, M.O., Fridley, K.J. and Rosowsky, D.V., Use of Phase -Plot to Evaluate Damping of Free Vibration in Wood-Based Materials, SPIE, 1996, Vol. 2944, pp.318-323.

[11] Cawley, P., and Adams, R.D., The Location of defects in Structures from Measurements of Natural Frequencies, J. Strain Analysis, 1978, pp. 14-18.

[12] Cawley, P., and Adams, R.D.,A Vibration Technique for Nondestructive Testing of Fiber Composite Structures, J. Composite Materials, 1979, Vol. 13, pp. 161-175.

[13] Cawley, P. and Adams, R.D., in *Nondestructive Testing of Fiber-Reinforced Plastic Composites,* 1987, Vol. 1, p. 155, ed. J. Summerscales, Elsevier Appl. Sci.

[14] Cawley, P. and Adams, R.D., The Mechanics of Coin-Tap Method for Nondestructive Testing, J. of Sound and Vibration, 1988, Vol.122, No. 2, pp. 788-797.

[15] Cawley, P. and Adams, R.D., Sensitivity of the Coin-Tap Method of Nondestructive Testing, Materials Evaluation, May 1989, Vol. 47, pp. 558-563.

[16] Cole, H., Jr., On-Line Failure Detection and Damping Measurement of Aerospace Structures by Random Decrement Signatures, NASA Contractor Report, NACA CR-2205, 1973, March, National Aeronautics and Space Administration, Washington, D.C.

[17] Crane, R.M., and Gillespie, Jr., J.W., Characterization of the Vibration Damping Loss Factor of Glass and graphite Fiber Composites, Composites Science and Technology, 1991, Vol. 40, pp. 355-375.

[18] Crawley, E.F. and Mohr, D.G., AIAA j., 1983, Vol. 23, pp. 125

[19] Cronkhite J.D., Practical Application of Health and Usage Monitoring Using Numerical Simulation and Neural Networks, AHS 53rd Annual Forum, April 29 - May 1, 1997, Virginia Beach, VA, USA, pp. 1285-1296.

[20] DiBennedetto, A.T., Gauchel, J.V., Thomas, R.L., and Barlow, J.W., Nondestructive Determination of Fatigue Crack Damage in Composites Using Vibration Tests, J. Mat., JMLSA, Vol. 7, No. 2, 1972, pp. 211215.

[21] Dong, X., Analysis of Nonlinear Damping Using Quadrature Spectrum, SPIE, 1998, Vol. 3396, pp. 562 Gibson, R.F., and Plunkett, R., Dynamic Mechanical Behavior of Fiber Reinforced Composites: Measurements and Analysis, J. Comp. Mat., Vol. 10, 1976, pp. 325-341.

[22] Gerardi T.G., Health Monitoring Aircraft, Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 1990, 1 (July), pp 375-385.

[23] Gibson, R.F., and Plunkett, R., Dynamic Stiffness and Damping of Fiber-Reinforced

Composite Materials, Shock and Vibration Digest, 1977, Vol. 9, No. 2, Feb., pp. 9-17.

[24] Gibson, R.F., and Wilson, D.G., Dynamic Properties of Fiber Reinforced Composite Materials, Shock and Vibration Digest, 1979, Vol. 11, No. 10, pp. 3-11.

[25] Gibson, R.F., *Shock Vib. Digest,* 1987, Vol. 19. Pp. 13-.

[26] Hagemaier, D. and Fassbender, R., Nondestructive Testing of Adhesively Bonded Structure, SAMPE Quarterly, Vol. 9, July 1978, pp. 36-58.

[27] Karabutov, A.A. and Podymowa, N.B., Nondestructive Evaluation of Fatigue-Induced Changes in the Structure of Composites by an Ultrasonic Method Using a Laser, Mechanics of Composite Materials, 1995, Vol. 31, No. 3, pp. 301-304.

[28] Keye S., Rose M., Sachau D., A Localization Concept for Delamination Damages in CFRP, IUTAM Symposium on Smart Structures and Structronic Systems, 2001, Kluwer Academic Publishers, Netherlands, pp. 57-64.

[29] Kummer, E., Yang, J.C.S. and Dagalakis, N.G., Detection of Fatigue Cracks in Structural Members, 2"a American Society of Civil Engineering/EMD Specialty Conference, 1981, Jan. 15-16, Proceedings, pp.445460, Atlanta, GA.

[30] Lange, Y.U. and Moskovenko, I.B., Low-Frequency Acoustic Nondestructive Test Methods, Soviet Journal of NDT, Vol. 9, July 1978, pp. 36-58.

[31] Lee, B.T., Sun, C.T., and Liu, D., An Assessment of Damping Measurements in the Evaluation of Integrity of Composite Beams, J. reinforced Plastic and Composites, 1987, Vol. 6, pp. 114-125.

[32] Léonard F., Lanteigne J., Lalonde S., Turcotte Y., Free – Vibration Behaviour of a Cracked Cantilever Beam and Crack Detection, Mechanical Systems and Signal Processing, 15 (30, 2001, pp. 529-548.

[33] Mantena, R., Gibson, R.F. and Place, T.A., SAMPE Quart., 1986, Vol. 20, pp. ???

[34] Masuoko A., Sone A., Time-varying Modal Representation by SDOF Wavelets. Proceedings of the Seventh International Congress on Sound and Vibration, Garmisch – Partenkirchen, Germany, 2000, pp. 3455-3462.

[35] Murthy, C.R.L., Hegde, L.M., Ravindra, K.M., Sandhya, M. and Srinivasan, H.P., Microprocessor Based Instrumentation for Acoustic Impact Testing, Proc. 89-WA/NDE-6, ASME Winter Annual Meeting, San Francisco, CA, P.K. Raju, Ed., 10-15 Dec. American Society of Mechanical Engineers, New York, 1989.

[36] Raju, P.K. and Vaidya, U.K., Nondestructive Evaluation (NDE) of Composites Using the Acoustic Impact Technique (AIT), Cyclic Deformation, Fracture and nondestructive Evaluation of Advanced Materials: Second Volume, ASTM STP 1184, M.R. Mitchell and 0. Buck, Eds., Amer. Soc. for Testing and Materials, Philadelphia, 1994, pp. 376-391.

[37] Ross, C.A., Sierakowski, R.I. and Sun, C.T., Dynamic Response of Composite Materials, Society for Experimental Stress Analysis, 1980, Oct.

[38] Salkind, M.L., Fatigue of Composites, in *Composites Material: Testing and Design,* ASTM STP 497, 1972, pp. 143-169.

[39] Sanders, D.R., Kim, Y.I. and Stubbs, N., Nondestructive evaluation of Damage in Composite Structures using Modal Parameters, Experimental Mechanics, Sept. 1992, pp. 240-251.

[40] Schroeder, R., Roward, R. and Kamm, H., The Acoustic Impact Technique - A Versatile Tool for Nondestructive Evaluation of Aerospace Structures and Components, *Material Evaluation,* 1979, pp. 237-243.

[41] Schultz, A.B. and Warwick, D.N., Vibration Response: A Non-destructive Test for Fatigue Crack Damage in Filament-Reinforced Composites, J. Comp. Mat., 1971, Vol. 5, pp. 394-404.

[42] Schultz M.J., Pai P.F., Inman D.J., Health Monitoring and Active Control of Composite Structures Using Piezoceramic Patches, Elsevier, Composites: Part B 30, 1999, pp. 713-725.

[43] Shelby, M.D., Tai, H.J., and Jang, B.Z., Vibration Based Non-Destructive Evaluation of Polymer Composites, Polymer Engineering and Science, 1991, Vol. 31, No. 1, pp. 47-55.

[44] Stubbs, N., A General Theory of Non-Destructive Damage Detection in Structures, Structural control, 1987, pp. 694-713, Proc. 2nd Int. Symp. On Struct. Control, ed. H.H.E. Leipholz, Martinus Nijhoff, Dordrecht, Netherlands.

[45] Stubbs, N., Broome, T.H. and Osegueda, R., Nondestructive Construction Error Detection in Large Space Structures, AIAA J, 1990, Vol. 28, No. 1.

[46] Talreja, A., A Continuum Mechanice Characterization of Damage in Composite Materiale, Proc. Roy Soc. Of London, 1985, Vol. 339A, pp. 195-216.

[47] Talreja, A., Modeling of Damage Development in Composite Using Internal Variable Concepts, *Damage Mech. In Comp.*, Amer. Soc. Of Mech. Eng., AD-11, 1987, pp. 11-16.

[48] Ting, T.C.T., Dynamie Response of Composites, Applied Mechanice Reviews, 1980, Vol. 33, No. 12, Dec., pp.1629-1635.

[49] Tittmann, B.R., High Temperature Young's Modulus of Carbon-Carbon Composites Materials, in *Nondestructive Evaluation of Materials and Structures using Vibration and Acoustic Techniques, ASMENDE,* 1989, Vol. 6, pp. 69-72, ed. P.K. Raju, ASME Winter Annual Meeting, San Francisco, Ca.

[50] Tracy, J.J., Dimas, D.J., and Pardoen, G.C., Advanced Composite Damage Detection Using Modal Analysis Technique, 4th Int. Modal Conf., 1985, pp. 655-660.

[51] Tsai, W.H. and Yang, J.C.S., Nondestructive Evaluation of Composite Structures Using System Identification Technique, J. Eng. Mat. and Technology, Trans. of the ASME, 1988, Vol. 110, pp. 134-139.

[52] Tanary, S., Haddad, Y.M., Fahr, A., Lee, S., Nondestructive Evaluation of Adhesively Bonded Joints in Graphite/Epoxy Composites Using Acousto-Ultrasonics, J. of Pressure Vessel Technology, Transactions of the ASME, Aug. 1992, Vol. 114, pp. 344-352.

[53] Vaidya, U.K., Nondestructive Evaluation of defects in Glass Fiber Reinforced Composites by Acoustic Impact Technology, Master's Thesis, Department of Aerospace Engineering, Indian Institute of Science, Bangalore, India, 1988.

[54] Vaidya, U.K. and Murthy, C.R.L., Defect Characterization in Glass Fiber Reinforced Composites (GFRC) Using Acoustic Impact Technique (AIT), J. of Non-destructive Evaluation, ISNT, April-June 1990, Vol. 10, No. 2, pp. 30-40.

[55] Vaidya, U.K. and Raju, P.K., Monitoring Processing Stages of carbon-Carbon Composites Using Vibration Based Nondestructive Evaluation, material Evaluation, June 1994, pp.684-688.

[56] Yang, J.C.S., et al., Measurements of Structural Damping using the Random Decrement Technique, 1983, 53rd Shock and Vibration Symposium, New Orleans, LA., and *Shock and Vibration Bulletin,* May 1982, Vol. 53.

[57] Yang, J.C.S., Tsai, T., Tsai, W.H. and Chen, R.Z., Detection and Identification of Structural Damage from Dynamic Response Measurement, Feb. 1985, The 4th International Symposium on Offshore Mechanics and Arctic Engineering, Dallas, TX.

[58] Yan Y.J., Yam L.H., Li Y.Y., Wong W.O., detection of Crack damage in Composite Laminates Using Smart Material and Wavelet analysis, Proceedings of the 8th International Congress on Sound and Vibration, 2-6 July 2001, Hong Kong, China, pp. 2349-2356.

[59] Zimmerman D.C., Simmermacher T., Kaouk M., Model Correlation and System Health Monitoring Using Frequency Domain Measurements, AIAA-95-111-CP, 1995.

Daniel Kujawski ukończył Wydział Mechaniki Precyzyjnej PW w 1974 r. Pracę doktorska dotyczącą cyklicznych obciążeń obronił w 1978 r. w IPPT PAN. Habilitował się w dziedzinie mechaniki stosowanej w 1993 r. na Wydziale SiMR PW. W latach 1982-85 oraz 1989-1996 przebywał w Kanadzie na University of Alberta gdzie prowadził badania naukowe w zakresie trwałości zmęczeniowej metali i kompozytów. Od 1996 roku jest profesorem w Western Michigan University w USA. Jest autorem ponad 60 publikacji naukowych.

Stanisław Radkowski ukończył Wydział Samochodów i Maszyn Roboczych PW w 1973 r. Pracę doktorska dotyczącą pomiarów drgań układów ciągłych obronił w 1977 r. na tym samym Wydziale. Habilitował się w dziedzinie budowy i eksploatacji maszyn w 1995 r. również na Wydziale SiMR. Prowadzi badania naukowe z zakresu powstawania uszkodzeń i analizy niskoenergetycznych faz ich rozwoju metodami diagnostyki wibroakustycznej. Od 1998 roku jest profesorem Politechniki Warszawskiej. Jest autorem kilkudziesięciu publikacji naukowych.

Zbigniew DĄBROWSKI
Instytut Podstaw Budowy Maszyn
Politechniki Warszawskiej

O szkole naukowej Profesora Zbigniewa OSIŃSKIEGO - refleksje wychowanka

Wielkość twórcy mierzy się wielkością jego dzieła. Gdy odchodzi od nas człowiek wybitny, postać tak niezwykle popularna w szeroko rozumianym środowisku mechaników jak profesor Zbigniew Osiński uczucie pustki może po części chociaż zrekompensować świadomość tych nie przemijających wartości, które stworzył i które na trwałe wryły się w świadomość ogromnej rzeszy przyjaciół i wychowanków. Taką naturalną spuściznę naukowca jest Jego Szkoła Naukowa.

Pojęcie "twórca szkoły naukowej" przypisujemy wybitnemu uczonemu który sam dokonując wyróżniających się odkryć potrafi wystymulować aktywną i owocną działalność stosunkowo licznej grupy potwierdzającej jego poglądy nie w sposób jakkolwiek sformalizowany (przymusowy) a jedynie na drodze świadomego poszukiwania prawdy. Nie będzie zatem twórcą prawdziwej szkoły naukowej autor nowatorskiego wykładu, który zawarte tam poglądy każe powtarzać swoim wychowankom, ani autokrata który ogranicza badania naukowe współpracowników tylko do dziedzin, w których chce znaleźć potwierdzenie własnych hipotez lecz jedynie Mistrz prawdziwy, który ucząc metodycznego podejścia i "rzemiosła naukowego" gromadzi wokół siebie zwolenników własnych poglądów na drodze dobrowolności wyboru i wiary w ich słuszność i które to poglądy są uznawane za właściwe i odkrywcze przez szeroko rozumiane środowisko naukowe. Taką szkołę można uznać za wybitną gdy jej działalność przyspiesza rozwój naukowy szeroko rozumianej dyscypliny w skali kraju lub świata. Jestem głęboko przekonany, że twórcą takiej szkoły (lub jak niektórzy wolą szkół) był profesor Zbigniew Osiński.

Czy można krótko scharakteryzować fenomen popularności i trwały wkład w naukę w kilku zdaniach? Odpowiedź na pytanie na czym właściwie polegało nieprzeciętne nowatorstwo działań, które z jednej strony zjednało Profesorowi rzeszę zwolenników, a z drugiej doprowadziło do sformowania myśli przewodnich uznawanych dziś przez wielu niemal za klasykę? Sądzę że kluczem jest tutaj wybitna zdolność przewidywania i konsekwencja w realizacji wytyczonego celu. Właśnie ta zdolność przewidywania powodowała, w czasach gdy nie było pewności czy narzędziem inżyniera końca dwudziestego wieku stanie się komputer czy maszyna analogowa, opracowywanie teoretycznych problemów optymalizacji, metod numerycznych i teorii procesów losowych. Doktoranci studiujący te przedmioty pod kierunkiem Mistrza nie zawsze do końca widzieli ich zastosowanie w technice. Były to bowiem czasy, gdy dopiero przekształcano przedmiot „części maszyn" w przedmiot „podstawy konstrukcji maszyn", gdy teoria systemów była w powijakach a teorią drgań zajmowali się głównie teoretycy zafascynowani kolejnymi przybliżeniami uzyskiwanymi w rozwiązaniu nieliniowych równań różniczkowych.

Diagnostyka techniczna jako nauka też wówczas ledwie raczkowała, a sam pomysł by połączyć teorię konstrukcji z diagnostyką i postawić hasło projektowania eksploatacyjnie zorientowanego wydawał się abstrakcyjny. Profesor był jednak konsekwentny. Sformułowawszy tak zwane „ogólne zasady konstrukcji", bez których trudno dziś wyrazić sobie jakikolwiek podręcznik PKM doskonalił metody matematyczne. Spoglądał i uczył spoglądać na drgania mechaniczne jako na proces nierozerwalnie związany z maszyną, który dla inżyniera winien być obiektem zainteresowań z jednej strony jako proces pasożytniczy, a z drugiej jako nieocenione źródło informacji o jakości wykonania i stanie wytworu. Aby proces ten poznać, należy go wszak dokładnie obserwować. Stąd też dążność do doskonalenia metod pomiarowych identyfikacji i stałej weryfikacji przyjętych modeli. Dochodzimy do sedna sprawy. Konsekwencja w działaniach Profesora polegała na podporządkowaniu wszelkich prac teoretycznych i eksperymentalnych ostatecznemu celowi działalności inżynierskiej jakim jest tworzenie coraz lepszych, bezpieczniejszych i bardziej niezawodnych maszyn. Maszyn które winny życie człowieka ułatwiać, a nie szkodzić jemu samemu i środowisku...

Obie wymienione cechy: zdolność przewidywania i konsekwencja działań spowodowały, że gdy wybuchł bum informatyczny, gdy o hasłach „konstrukcji optymalnych" i „przyjaznych środowisku" zaczęło być głośno, gdy wreszcie diagnostyka techniczna stała się tą formą działalności, bez której nie można sobie wyobrazić współczesnej techniki, sam Mistrz i jego uczniowie byli do tych zjawisk przygotowani teoretycznie i praktycznie.

„Lepiej być zawodnikiem zgranej drużyny pierwszoligowej, niż trenerem na podwórku..." mawiał Profesor do swoich wychowanków widząc celowość konsekwentnej pracy zespołowej. I w tej dziedzinie też jak zwykle miał rację...

Luka, która pozostała po odejściu Profesora jest trudna do wypełnienia. Daje się odczuć brak jego zawsze życzliwej (choć nieraz połączonej z surową oceną) rady i nieustającego poczucia humoru. Sądzę, że liczna rzesza wychowanków i sympatyków winna realizować konsekwentnie wielokrotnie powtarzane przesłanie wielkiego Mistrza by konstrukcja, twór naszego umysłu służyła człowiekowi, by była mu zawsze przyjazną, a każdy kreator Nauki i Techniki czuł się za swoje dzieło odpowiedzialny...

RECENZJE

W książce Autor przedstawia problematykę diagnozowania turbin, ukierunkowaną na metody wynikające z analizy procesów zużycia elementów i wyboru symptomów w stawianiu diagnoz. Autor omawia przyczyny zużycia poszczególnych elementów turbin zwracając szczególną uwagę na drgania powodujące większość jej uszkodzeń. Przedstawiony zarys budowy elementów układu przepływowego turbin powinien zwiększyć krąg czytelników o grupę osób zainteresowanych metodyką diagnozowania, a nie tylko specjalistów zajmujących się turbinami.

Jak wynika z przedmowy dążeniem Autora było upowszechnienie podstawowych informacji wśród inżynierów, którzy w ramach swej codziennej działalności zawodowej powinni rozumieć i umieć rozwiązywać problemy związane zarówno z drganiami, jak i oceną żywotności turbin. Przez dobór odpowiednich przykładów stara się zwrócić uwagę na przyczyny zaistniałych już poważnych katastrof (rozdz. 4) i na procedury diagnozowania, dzięki którym uniknięto awarii lub udało się je zminimalizować (rozdz. 5). Przedstawione awarie turbin zostały szczegółowo przeanalizowane i podano zalecenia dla procesu ich diagnozowania.

W książce przedstawiono zagadnienia diagnozowania turbin parowych ze względu na problematykę drganiową maszyny wirnikowej, pracującej w wysokich temperaturach i pod dużymi obciążeniami, jak również zasygnalizowano procesy niszczenia elementów turbin (zmęczenie, pełzanie, zmiany struktury materiału, kruche pękanie, erozję, ocieranie itp.), ukazując na przykładach metodykę wykrywania degradacji materiałowej. Proponowana metodyka diagnozowania turbin opiera się na zbiorach danych o uszkodzeniach uzyskiwanych podczas badań eksploatacyjnych i wykorzystuje różnorodne symptomy w celu uściślenia rodzaju uszkodzenia.

Więcej miejsca Autor poświęca konstrukcji i przyczynom uszkodzeń elementów układu przepływowego turbiny parowej (łopatki, wirniki, kadłuby i tarcze kierownicze) jako typowych tylko dla tego typu cieplnych maszyn wirnikowych. Nie omawia złożonych problemów innych elementów, np. łożysk ślizgowych, jako wspólnych dla wielu różnych maszyn wirnikowych i dostępnych w licznych publikacjach (np. Jana Kicińskiego IPM w Gdańsku).

Procedura diagnozowania turbiny parowej przedstawiona została w pięciu rozdziałach, począwszy od omówienia metod modelowania diagnostycznego (rozdz. 1) przez zjawiska źródeł drgań (rozdz. 2) i procesów zużycia oraz uszkodzeń (rozdz. 3), aż do opracowanych symptomów i ich identyfikacji (rozdz. 5), popartych konkretnymi przykładami z praktyki eksploatacyjnej w elektrowniach. W celu ułatwienia korzystania z zaproponowanej procedury diagnostycznej część materiału jest zamieszczona w pięciu dodatkach, w których przedstawiono modele i metody diagnostyczne.

Autor na podstawie badań własnych i zespołu w kolejnych dodatkach przedstawia:

- model amplitudowo-częstotliwościowy drgań układu przepływowego turbiny parowej (dodatek 1);
- przemieszczenia pionowe łożysk (dodatek 2);
- określanie granicznych poziomów drgań na podstawie modelu procesora energii (dodatek 3);
- zastosowanie analizy modalnej w diagnozowaniu podzespołów (dodatek 4);
- badania nieniszczące i niszczące elementów turbin parowych (dodatek 5).

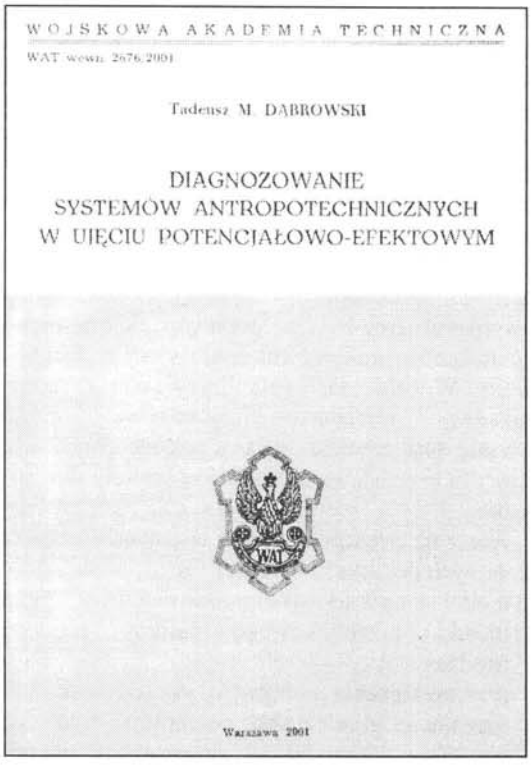
W książce są zamieszczone wyniki badań prowadzonych w Instytucie Energetyki w Warszawie, w tym także badania realizowane zarówno w ramach projektów badawczych Komitetu Badań Naukowych, jak i na zlecenie wielu organizacji przemysłowych (elektrownie, zakłady produkcyjne i remontowe turbin).

Wartość merytoryczną książki podnoszą uporządkowane, wnikliwie opisane zjawiska fizyczne uszkodzeń turbin parowych, ze szczególnym uwzględnieniem uszkodzeń elementów układu przepływowego (łopatek, tarcz kierowniczych, kadłubów) oraz liczne przykłady katastrof spowodowanych tymi uszkodzeniami.

Zagadnienia te dotychczas nie były dostatecznie przedstawione w literaturze światowej. Materiał zawarty w książce nie wyczerpuje rozległej problematyki diagnozowania turbin parowych, zaledwie ją sygnalizuje, dając przesłanki do poszukiwań nowych rozwiązań.

Książka została wydana przez Wydawnictwo Naukowo-Techniczne i może być wykorzystywana przez szerokie grono specjalistów, nie tylko użytkowników turbin parowych, ale również pracowników naukowych i studentów z kierunków mechanicznych i energetycznych zajmujących się zagadnieniami diagnostyki technicznej i niezawodności złożonych maszyn.

Ryszard Michalski



Wobec ogromnej różnorodności obiektów technicznych – w coraz większym zakresie zelektronizowanych, a równocześnie wymagających coraz skuteczniejszych metod diagnostyczno -terapeutycznych – istnieje wyraźna potrzeba opracowania w miarę uniwersalnej, opartej na czytelnych kryteriach, metodyki diagnozowania nie tylko dowolnych obiektów technicznych (elektronicznych, elektroenergetycznych, mechanicznych) ale także układów operator-obiekt techniczny (antropotechnicznych) oraz systemów: decydent-operator-obiekt techniczny (systemów antropo- lub socjotechnicznych).

W monografii Autor opisał właściwości użytkowe systemów (o dowolnej strukturze) w ujęciu potencjałowo-efektowym oraz syntezę metod prognozowania zdatności zadaniowej, w aspekcie technicznym i bezpiecznościowym.

Do ważniejszych oryginalnych elementów rozprawy należą:

- potencjałowo - efektowa interpretacja systemu antropotechnicznego;
- diagnostyczna interpretacja pojęć potencjału i potencjalności, efektu i efektywności;
- diagnostyczna klasyfikacja obiektów ze względu na charakter trajektorii potencjałowych i efektowych;
- diagnostyczna klasyfikacja obiektów ze względu na charakter trajektorii potencjalnościowych i efektywnościowych;
- synteza potencjałowych kryteriów i miar zdatności użytkowej pary antropotechnicznej;
- przykłady wnioskowania diagnostycznego w oparciu o trajektorie potencjałowe;
- synteza zasad organizacji procesu diagnostyczno-terapeutycznego w oparciu o trajektorie potencjałowe pary antropotechnicznej;
- miara i kryterium kompatybilności struktury diagnostycznej i obsługowej obiektu;
- charakterystyka metod zwiększania kompatybilności operatora i obiektu;
- potencjałowo-zadaniowa interpretacja struktury bezpieczeństwa systemu antropotechnicznego;
- synteza potencjałowych kryteriów i miar bezpieczeństwa systemu antropotechnicznego;
- przykłady wnioskowania bezpieczno-ściowego w oparciu o charakterystyki potencjałowe pary antropotechnicznej.

Diagnozowanie operatora-człowieka jest sprowadzone w rozprawie do diagnozowania kwalifikacji, motywacji i predyspozycji zadaniowych operatora poprzez ocenę skutków jego oddziaływania na obiekt.

Poszczególne, zasadnicze rozdziały rozprawy, poświęcone są zagadnieniom scharakteryzowanym poniżej.

Rozdział 1 zawiera przegląd ważniejszych, z diagnostycznego punktu widzenia, modeli

systemu antropotechnicznego oraz eksploatacyjnych, uogólnionych miar jego możliwości.

Wychodząc z założenia, że celem istnienia każdego realnego systemu jest zaspokojenie określonych potrzeb użytkownika-decydenta systemu (w tym także potrzeb innych systemów istniejących w otoczeniu) łatwo dojść do wniosku, że - przynajmniej w odniesieniu do fazy eksploatacji - zadaniem systemu antropotechnicznego jest tworzenie określonego efektu użytkowego (lub obsługowego), o określonych właściwościach, w wymaganej ilości, w wymaganym czasie, przy dopuszczalnych nakładach, z zachowaniem wymaganego poziomu bezpieczeństwa i ograniczeń prawno-administracyjnych.

Aby zadanie to zostało zrealizowane konieczne jest racjonalne zarządzanie systemem przez decydenta i racjonalne sterowanie obiektem przez operatora. W obu tych przypadkach podstawę właściwych decyzji powinny stanowić diagnozy określające możliwości systemu (czyli osiągalny potencjał systemu) oraz potrzeby decydenta (czyli wymagany efekt działania systemu).

Przegląd ważniejszych definicji i pojęć związanych z potencjałem i efektem systemu antropotechnicznego oraz propozycję klasyfikacji par antropotechnicznych ze względu na charakter trajektorii potencjałowych i efektowych przedstawiono w **rozdziale 2**.

Rozdział 3 poświęcony jest metodom diagnozowania elementów systemu antropotechnicznego. Metoda ta pozwala na realizację:

- wnioskowania prognostycznego i sformułowanie prognozy – w przypadku gdy podstawę stanowią trajektorie potencjałowe i potencjałowe kryteria zdatności systemu antropotechnicznego;
- wnioskowania genetycznego i sformułowanie genezy - w przypadku gdy podstawę stanowią trajektorie efektowe i efektowe kryteria zdatności systemu antropotechnicznego.

W proponowanej przez Autora metodzie diagnozowania wykorzystuje się analogiczne kryteria nie tylko w aspekcie technicznym (zdatność techniczna) lecz także:

- bezpiecznościowym (zdatność bezpieczno-ściowa);
- ekonomicznym (zdatność ekonomiczna);
- prawno - administracyjnym (zdatność formalna).

Stwierdzenie, że system jest zdatny technicznie stwarza podstawy diagnozowania w aspekcie bezpiecznościowym, ekonomicznym i prawnym. W tym znaczeniu diagnozowanie stanu technicznego jest podstawowym lecz nie jedynym rodzajem diagnozowania.

W **rozdziale 4** przedstawiona jest metoda syntezy organizacji procesu diagnostyczno-terapeutycznego oparta na informacjach o trajektoriach potencjałowych dozorowanej pary antropotechnicznej i na potencjałowych, eksploatacyjnych kryteriach decyzyjnych.

W oparciu o diagnozy systemowe możliwe jest podejmowanie różnorodnych decyzji eksploatacyjnych. Najważniejsze z nich to decyzje użytkowe. U podstaw ciągu decyzji użytkowych leżą decyzje strukturalne. Dotyczą one syntezy struktury systemu antropotechnicznego a polegają na wyborze ze zbiorów: obiektów technicznych, operatorów i zadań eksploatacyjnych takich trójek „operator-obiekt-zadanie", które rokują osiągnięcie - w określonych warunkach - najlepszego efektu.

Jeśli dostępne zbiory nie pozwalają na dobranie „trójek" zapewniających uzyskanie wymaganego efektu to można:

- przystosować kwalifikacje operatorów (np. przez kształcenie) do dostępnych obiektów i wymaganych zadań;
- przystosować obiekty (np. przez regenerację lub wymianę) do operatorów i zadań;
- przystosować zadania (np. przez zmianę zakresu lub warunków realizacji) do operatorów i obiektów.

Rozdział 5 rozprawy poświęcony jest syntezie sposobów i kryteriów przystosowania struktur obiektów do zadań eksploatacyjnych oraz przystosowania operatorów do obiektów.

Zdatność systemu w aspekcie technicznym jest (a przynajmniej powinna być) skorelowana ze zdatnością w aspekcie bezpiecznościowym.

Rozdział 6 poświęcony jest aplikacji - scharakteryzowanej w rozdziale 3 - metody trajektorii potencjałowych, do diagnozowania systemu w aspekcie bezpiecznościowym.

Istotnym uzupełnieniem teorii są przykłady zastosowań zaprezentowane w trzech dodatkach tj.:

- ilustracja wnioskowania diagnostyczno-użytkowego z wykorzystaniem potencjałowej metody prognozowania stanu systemu;
- ilustracja aplikacji potencjałowych miar i kryteriów oceny zdatności użytkowo-bezpiecznościowej do systemu „kierowca-pojazd-droga" wyposażonego w układ hamulcowy ABS;
- ilustracja syntezy kompatybilnej pary struktur: diagnostyczno-obsługowej i obsługowej obiektu o charakterze elektrycznym.

Rozprawa habilitacyjna została wydana w Wojskowej Akademii Technicznej w Warszawie, (WAT wewn. 2676/2001).

Ryszard Michalski

Sympozja

XXVIII Ogólnopolskie Sympozjum „Diagnostyka Maszyn"

Węgierska Górka 26.02 – 03.03. 2001

KOMITET HONOROWY

Prof. dr hab.Czesław Cempel
Prof. dr hab. inż. Zbigniew Engel
Prof. dr hab. inż. Zbigniew Osiński

KOMITET NAUKOWY

Prof. dr hab. inż. Jan Adamczyk
Prof. nz. 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. Zbigniew Dąbrowski
Dr hab. inż. Janusz Gardulski
Prof. dr hab. inż. Jan Kiciński
Dr inż. Piotr Krzyworzeka
Prof. dr hab. inż. Ryszard Michalski
Prof. dr hab.inż. Stanisław Niziński
Prof. nz. dr hab.inż. Zenon Orłowski
Prof. nz. 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 Sekcji Podstaw Eksploatacji KBM PAN

Dr hab. inż. Janusz Gardulski – przewodniczący
Dr inż. Henryk Madej
Dr inż. Bogusław Łazarz
Mgr inż. Jan Warczek

Wykaz referatów

1 Prof. dr hab. inż. Jan Adamczyk, mgr inż. Witold Cioch, dr inż. Piotr Krzyworzeka: Wykorzystanie decymacji dynamicznej w diagnozowaniu maszyn.
2 Prof. nz. dr hab. inż. Walter Bartelmus, mgr inż. Radosław Zimroz: Diagnostyka wielostopniowych przekładni zębatych wspomagana symulacją komputerową.
3 Prof. dr hab. inż. Wojciech Batko, dr inż. Piotr Krzyworzeka: Selekcja trajektorii symptomatycznych stanu technicznego łożyska ślizgowego.
4 Prof. dr hab. inż. Lesław Będkowski, Dr inż. Tadeusz Dąbrowski: Diagnostyczne wskaźniki potencjałowe użytkowej zdatności systemów antropotechnicznych.
5 Prof. dr hab. inż. Lesław Będkowski, Dr inż. Tadeusz Dąbrowski: Wnioskowanie diagnostyczne w oparciu o trajektorie i wskaźniki potencjałowe.
6 Mgr inż. Arkadiusz Boczkowski: Koncepcja diagnostycznego systemu oceny jakości wykonania i montażu samochodowych skrzyń przekładniowych.
7 Prof. nz. dr hab. inż. Ryszard Borowski, prof. dr hab. inż. Omelian Płachtyna: Składowe symetryczne napięć i prądów w diagnostyce napędu elektrycznego z silnikiem indukcyjnym.
8 Dr hab. inż. Zbigniew Burski, mgr inż. Tomasz Słowik: Eksperymentalne badania symulacyjne drgań tulei cylindrowej w pionowej płaszczyźnie oddziaływania sił układu korbowo-tłokwego o luzie techno-logicznym.
9 Dr hab. inż. Zbigniew Burski, mgr inż. Tomasz Słowik: Wpływ sił układu korbowo-tłokowego na drgania tulei cylindrowej w pionowej płaszczyźnie ich oddziaływania w warunkach granicznego zużycia silnika S-4002/3.
10 Prof. dr hab. Czesław Cempel: Signals, Symptoms, Faults Condition Oriented Multi Dimensional Monitoring of Systems in Operation.
11 Prof. dr hab. inż. Adam Charchalis: Założenia do diagnozowania turbinowych układów napędowych fregaty.
12 Prof. dr hab. inż. Adam Charchalis, mgr inż. Bogdan Pojawa: Ocena stanu technicznego okrętowego turbinowego silnika spalinowego na podstawie badań momentu obrotowego przy rozruchu.
13 Prof. dr hab. inż. Zbigniew Dąbrowski, mgr inż. Radosław Pakowski, dr inż. Iwona Komorska: Wybór modelu przy diagnozowaniu błędów montażowych układów wirujących.
14 Prof. dr hab. inż. Zbigniew Dąbrowski, mgr inż. Jarosław Pankiewicz, Paweł Jakubczak, Marcin Krzysiak, Daniel Kurkiewicz: Badania eksperymentalne zmian chara-kterystyki elementów sprężystych zawieszenia pojazdów.
15 Mgr inż. Jan Drzewieniecki: Metodyka pomiarów i analizy drgań wzdłużnych wału korbowego okrętowego silnika spalinowego.
16 Dr inż. Jacek Dziurdź: Wykorzystanie cyfrowej estymaty funkcji koherencji w problemie separacji.
17 Mgr inż. Marek Fidali: Łączne cechy wielokanałowych sygnałów diagnostycznych maszyn wirnikowych.
18 Prof. nz.dr hab. inż. Zygmunt Frankiewicz, mgr inż. Andrzej Wieczorek: Wykorzystanie informacji diagnostycznej dla potrzeb zarządzania systemami zasilania eksploatacyjnego.

19 Dr inż. Tomasz Gałka, prof. nz. dr hab. inż. Zenon Orłowski: Uwzględnienie wpływu wektora logistycznego w procedurach diagnozowania turbin parowych.
20 Dr hab. inż. Janusz Gardulski, mgr inż. Jan Warczek: Próba zastosowania dyskryminant łącznych w diagnostyce zawieszeń samochodowych.
21 Dr inż. Andrzej Grządziela: Możliwości zastosowania systemu monitorowania typu on-line dla potrzeb oceny parametrów współosiowości w okrętowym układzie napędowym typu COGAG.
22 Dr inż. Grzegorz Grzeczka, mgr inż. Karol Listewnik: Analiza parametrów diagnostycznych okrętowego zespołu prądotwórczego.
23 Dr inż. Henryk Kapusta: Określenie przyczyn niszczenia bideł krosien H175RA-1.
24 Dr inż. Grzegorz Klekot: Badania wpływu przegród na strukturę sygnału akustycznego jako nośnika informacji diagnostycznej.
25 Dr inż. Iwona Komorska, dr inż. Andrzej Puchalski: Wykrywanie spalania stukowego w silniku spalinowym na podstawie sygnału drgań.
26 Mgr inż. Paweł Kostka: Przykład planowania eksperymentu numerycznego dla potrzeb odkrywania wiedzy dotyczącej rozosiowania.
27 Dr hab. inż. Dorota Kozanecka, dr hab. inż. Zbigniew Kozanecki: Analiza drgań zespołu wirującego z aktywnym łożyskiem magnetycznym.
28 Dr hab. inż. Zbigniew Kozanecki, Dr inż. Tomasz Lech: Analiza teoretyczna i eksperymentalna drgań łopat wielkogabarytowego wentylatora osiowego.
29 Dr hab. inż. Waldemar Kurowski: Wybrane problemy stosowania DTF w diagnostyce.
30 Mgr inż. Andrzej Loska, prof. dr hab. inż. Jan Kaźmierczak: Sposób wspomagania podejmowania decyzji w ramach CMMS z uwzględnieniem informacji o stanie obiektu eksploatacji.
31 Dr inż. Jędrzej Mączak, prof. nz. dr hab. inż. Stanisław Radkowski: Analiza czynnikowa parametrów diagnostycznego modelu przekładni zębatej.
32 Prof. nz. dr hab. inż. Wojciech Moczulski: Metody pozyskiwania diagnostycznej wiedzy deklaratywnej i proceduralnej.
33 Dr inż. Jerzy Motylewski, mgr inż. B. Wiśliki, mgr inż. K. Krawczyk: Spektroskopia fotoakustyczna w diagnostyce eksploatacyjnej maszyn.
34 Prof. dr hab. inż. Stanisław Niziński, mgr inż. Krzysztof Ligier: Metodyka budowy informatycznych systemów zarządzania eksploatacją obiektów technicznych z uwzględnieniem diagnostyki.
35 Prof. dr hab. inż. Stanisław Niziński, mgr inż. Krzysztof Ligier: Systemy informatyczne logistyki, eksploatacji i diagnostyki obiektów technicznych.
36 Dr inż. Cezary Orlikowski: Model silnika indukcyjnego do diagnozowania uszkodzeń mechanicznych.
37 Prof. nz. dr hab. inż. Andrzej Piętak, mgr inż. Grzegorz Trawiński: Dyskusja o pomiarach parametrów diagnostycznych procesu roboczego silnika o ZS.
38 Mgr inż. Jacek Różycki: Wybór parametrów diagnostycznych maszyn.
39 Mgr inż. Jacek Różycki: Ocena metod prognozowania stanu technicznego maszyn.
40 Dr inż. W. Wojciech Skórski: Ocena jakości jachtu na podstawie parametrów żeglugowych uzyskanych za pomocą standardowego elektronicznego zestawu pomiarowego.
41 Mgr inż. Stanisław Skrzyński: System diagnostyczny nurkowych aparatów oddechowych.
42 Dr inż. Mieczysław Struś, mgr inż. Kazimierz Kowalski: Diagnostyka parametrów efektywnych wielkopojemnościowych silników napędowych.
43 Dr inż. Anna Timofiejczuk: Koncepcja automatycznej identyfikacji stanu obiektu w zmiennych warunkach działania.
44 Dr hab. inż. Henryk Tylicki: Wybrane problemy badania ewolucji stanu maszyn.
45 Prof. dr hab. inż. Andrzej Wilk, mgr inż. Marek Kochańczyk: Wykorzystanie sygnału drganiowego obudowy przekładni do oceny rozkładu obciążenia kół zębatych.
46 Prof. dr hab. inż. Andrzej Wilk, dr inż. Bogusław Łazarz, dr inż. Henryk Madej: Struktura częstotliwościowa widma drgań przekładni z lokalnymi uszkodzeniami kół.
47 Prof. dr hab. inż. Andrzej Wilk, dr inż. Zbigniew Hilary Żurek, dr inż. Bogusław Łazarz, mgr inż. Grzegorz Wojnar: Wykrywanie uszkodzeń kół zębatych przekładni metodami magnetycznymi.
48 Mgr inż. Paweł Wirkowski: Wpływ zmian luzu zaworowego tłokowego silnika spalinowego na emisję związków toksycznych w spalinach.
49 Prof. dr hab. inż. Bogdan Żółtowski: Analiza modalna jako narzędzie oceny stanu dynamicznego.

XXIX Ogólnopolskie Sympozjum
DIAGNOSTYKA MASZYN
poświęcone pamięci
prof. dr hab. inż. Zbigniewa Osińskiego,
dr h. c. AGH,
dr h. c. Politechniki Łódzkiej

Organizatorzy:

Instytut Transportu Politechniki Śląskiej
Polskie Towarzystwo Diagnostyki Technicznej
Zespół Diagnostyki Sekcji Podstaw Eksploatacji KBM PAN.

Szanowni Państwo

Organizatorzy serdecznie zapraszają do wzięcia udziału w obradach, które odbędą się w dniach: 4 marca 9 marca 2002 r. w Węgierskiej Górce.

Tematyka sympozjum

- diagnozowanie maszyn i urządzeń przy zastosowaniu metod wibroakustycznych i innych,
- diagnostyka symulacyjna,
- systemy komputerowe w diagnostyce,
- sieci neuronowe.

Sympozjum ma charakter szkoleniowy, co umożliwia pokrycie kosztów uczestnictwa przez pracodawcę.

Informacje dodatkowe znajdziecie Państwo na stronie internetowej
www.student.polsl.katowice.pl/~diagmasz

KOMITET HONOROWY

Prof. dr hab. Czesław Cempel

Prof. dr hab. inż. Zbigniew Engel

Prof. dr hab. inż. Zbigniew Osiński

KOMITET NAUKOWY

Prof. dr hab. inż. Jan Adamczyk
Prof. nz. 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. nz. dr hab. inż. Janusz Gardulski
Prof. dr hab. inż. Jan Kiciński
Dr inż. Piotr Krzyworzeka
Prof. dr hab. inż. Ryszard Michalski
Prof. nz. dr hab. inż. Wojciech Moczulski
Prof. dr hab. inż. Stanisław Niziński
Prof. nz. dr hab. inż. Zenon Orłowski
Prof. nz. dr hab. inż. Stanisław Radkowski
Prof. dr hab. inż. Tadeusz Uhl
Prof. dr hab. inż. Andrzej Wilk - przewodniczący

KOMITET ORGANIZACYJNY

Prof. nz. dr hab. inż. Janusz Gardulski - przewodniczący
Dr inż. Henryk Madej
Dr inż. Bogusław Łazarz
Mgr inż. Jan Warczek

Termin i miejsce sympozjum:

04.03.÷09.03.2002 r.
Dom Wczasowy "Wrzos"
Węgierska Górka, ul. Parkowa 1

Ważne terminy

31 grudzień 2001 r.

Termin nadsyłania zgłoszeń wraz z pełnym tekstem referatów w formie drukowanej i na dyskietce. Teksty referatów należy opracować zgodnie z wytycznymi.

15 styczeń 2002 r.

Termin zatwierdzenia referatów do druku. Materiały będą recenzowane przez członków Komitetu Naukowego.

25 styczeń 2002 r.

Termin realizacji opłaty konferencyjnej.
Opłata wynosi 1095 zł i obejmuje:

- komplet materiałów konferencyjnych zakwaterowanie,
- pełne wyżywienie,
- możliwość korzystania z zaplecza, rekreacyjno - wypoczynkowego,
- udział w imprezach towarzyszących.

Wpłaty należy dokonać na konto:

POLITECHNIKA ŚLĄSKA, KATOWICE
KRASIŃSKIEGO 8
BANK ŚLĄSKI VII O/KATOWICE,
10501214-0700008022
z adnotacją XXIX Diagnostyka Maszyn wraz z nazwiskiem uczestnika.

Zgłoszenie wraz z referatem należy przesłać na ręce Przewodniczącego Komitetu Organizacyjnego:

Prof. nz. dr hab. inż. Janusz Gardulski
Politechnika Śląska
Instytut Transportu
40-019 Katowice, ul. Krasińskiego 8
tel. (032) 255-48-85 w. 164
lub tel/fax (032) 255-45-53
e-mail: gardulski@polsl.katowice.pl